

---

# **Der Startvorgang von hybridisierten Ottomotoren**

-

## **Untersuchung, Bewertung, Optimierung**

Vom Fachbereich Maschinenbau an der Technischen Universität Darmstadt  
zur Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte

**Dissertation**

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Sören Hans-Jürgen Müller**

aus Darmstadt

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. G. Hohenberg
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. S. Rinderknecht
Tag der Einreichung:	24. November 2009
Tag der mündlichen Prüfung:	27. Januar 2010

Darmstadt 2010

D17

---

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut Verbrennungskraftmaschinen der TU Darmstadt unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. G. Hohenberg und Prof. Dr.-Ing. C. Beidl (seit 2009). Ich danke hiermit Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Hohenberg herzlich für die Betreuung meiner Arbeit, das mir stets entgegengebrachte Vertrauen und die vielen fachlichen Diskussionen. Herrn Prof. Dr.-Ing. S. Rinderknecht danke ich für sein Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme der Mitberichterstattung. Ein großer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. C. Beidl für dessen Unterstützung im Institutsalltag und die hervorragende Zusammenarbeit.

Ich möchte allen Studenten, welche mich während meiner Tätigkeit begleitet haben, meine Dankbarkeit aussprechen. Im Besonderen gilt dies für die im Literaturverzeichnis erwähnten Studien- und Diplomarbeiter, die meinen Weg begleitet und meine Arbeit vorangetrieben haben.

Ohne die Unterstützung meiner geschätzten Institutskollegen wäre das Gelingen meiner Arbeit gefährdet gewesen. Ich danke insbesondere der mechanischen Werkstatt und der Elektrowerkstatt für die Arbeitseinsätze während der Forschungsarbeiten sowie Herrn Dr.-Ing. Kay Steigerwald und Herrn Dipl.-Ing. Maximilian Bier für die konstruktiven Kritiken an meiner Arbeit. Herrn Dipl.-Ing. Magnus Schmitt danke ich für die Geduld im gemeinsamen Büro und das stets offene Ohr.

Dieses Werk entstand im Rahmen eines Forschungsvorhabens zwischen der TU Darmstadt und der Daimler AG in Sindelfingen, das sich durch die enge Zusammenarbeit von zwei Doktoranden, einem auf universitärer Seite, einem im Industrieunternehmen ausgezeichnet hat. Mein Konterpart auf Seiten der Daimler AG ist Herr Dipl.-Ing. Thomas Fesefeldt. Die in unzähligen Gesprächen, Besuchen und einigen Konferenzteilnahmen entstandene Freundschaft sollte Beweis genug für den Erfolg dieses Promotionsmodells sein.

Prägend in den letzten Jahren war die außerordentliche Liebe, welche mir meine Frau Julia und meine Freunde entgegengebracht haben. Im Besonderen danke ich Herrn Dr.-med. Christoph Kowalewski für all seine aufbauenden Worte und die Korrektur der Arbeit.

Besonderer Dank gebührt meinen Eltern, deren bedingungslose Unterstützung und Vertrauen in meine Fähigkeiten mir Studium und Dissertation überhaupt ermöglichten.

Darmstadt im Herbst 2009

---

## Kurzfassung

Im Rahmen der Diversifizierung des Antriebsstrangs wird die Anzahl an hybridisierten Fahrzeugen in verschiedenen Triebstrangausprägungen zunehmen. Eine Gemeinsamkeit aller Ausprägungen ist die Umsetzung eines Motor-Start-Stopp-Betriebs, von welchem ein großer Teil der zu erwartenden CO<sub>2</sub>-Einsparung kommt. Die vorliegende Arbeit untersucht den Startvorgang am hybridisierten Ottomotor und zeigt Verbesserungspotenziale und Optimierungsmöglichkeiten auf.

Zunächst werden die Grundlagen zum Start-Stopp-Betrieb in verschiedenen Hybridkonzepten beschrieben. Anschließend findet eine Analyse der am Markt befindlichen Start-Stopp-Systeme im Probandenversuch statt. Die Akzeptanz und der Komfort werden analysiert. Alle sechs untersuchten Fahrzeuge besitzen ein akzeptables Maß an Komfort, wobei signifikante Unterschiede zwischen den Fahrzeugen, insbesondere bezüglich der auf den Fahrer einwirkenden Vibrationen, nachgewiesen werden. Es besteht damit Potenzial, den Komfort im Start-Stopp-Betrieb zu optimieren. Innerhalb der Probandenuntersuchung konnte eine Korrelation zwischen Schwingungsmessergebnissen und der Wahrnehmung der Probanden nachgewiesen werden. Der Startkomfort im Fahrzeug ist demnach messbar.

Zur Untersuchung und Optimierung des Hybridstartvorgangs wird ein Hybridprüfstand aufgebaut. Damit auch am Prüfstand eine Komfortbewertung stattfinden kann, wird eine Methode zur Bewertung des Schwingungsverhaltens des Aggregats entwickelt. Die Aggregatbewegung wird gemessen und in eine Lagerkraft überführt, welche im Fahrzeug die Karosserie anregt. Die Amplitude dieser Lagerkraft wird in drei startrelevanten Bereichen bewertet: Anstellschlag, Eigenfrequenzbereich und Bereich der ersten Verbrennungen. Zum tieferen Verständnis der Vibration im Motorstart und -stopp und zur Illustration von nicht experimentell am Prüfstand darstellbaren Start- und Stoppvorgängen wird die Aggregatschwingung simuliert. Das entstandene Modell stimmt sehr gut mit den experimentellen Untersuchungen überein.

Schließlich werden die Einflussmöglichkeiten auf den Startvorgang Drosselklappenstrategie, Zündwinkel und E-Maschinenstartdrehmoment, untersucht. Die Erkenntnisse der Untersuchung fließen in die Optimierung zweier Startvorgänge: Eines fahrerinitiierten Starts mit dem Fokus auf einer schnellstmöglichen Bereitstellung von Drehmoment und eines fahrzeugsysteminitiierten Starts mit dem Fokus auf Komfort. Die optimierten Startvorgänge werden hinsichtlich ihres Energiebedarfs bilanziert.

Der Start-Stopp-Betrieb kann anhand der in dieser Arbeit entwickelten Methoden sowohl am Prüfstand als auch im Versuchsträger untersucht und bewertet werden.



## Abstract

This work analyses and optimizes the start-up sequence of a direct injection gasoline engine in hybrid drivetrain architectures.

First of all, the background of start-stop operation in different hybrid concepts is described. Then vehicles with start-stop systems are analyzed in a proband study with the focus on comfort and the driver's acceptance. The six tested vehicles all show an acceptable degree of comfort. Though measuring a significant difference especially concerning vibration in passenger compartment identifies room for improvement. In this study a correlation between the measured vibrations and the probands perception is detected.

A hybrid engine test bed is built for the start-up analysis and optimization. Furthermore an evaluation method is developed in order to measure and evaluate the start comfort at the test bed. The vibration of the assembly is measured and converted into a bearing reaction that is exciting the vehicles auto body. The amplitude of this bearing reaction is evaluated in three relevant comfort ranges during start-up: initial jerk, resonance frequency range, and range in which the first combustions occur.

Additionally a vibration model is developed for a deeper understanding of the processes during engine start and stop and for analysis of start-up sequences that could not be realized experimentally at the hybrid test bed. Since the model is validated by measurements it is used for vibration analysis.

Finally the following influences on the start-up sequence are researched: throttle operation, ignition angle, and start-up torque that is applied by the electric motor. The conclusions are used for optimizing two different start-up sequences. The characteristics of these two start routines correspond to two possible start requests. In one case, the driver requests torque immediately to take-off and short start duration is most important. In the other case, the control strategy requests to turn on the engine which should happen almost impalpable and therefore comfort is most important. The energy demand of these two starts is balanced.

The methods developed in this work contribute to analysis and optimization of the start-stop operation both in test vehicles and on engine test beds.





## Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b>	<b>i</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>iii</b>
<b>Abstract</b>	<b>v</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>vii</b>
<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2. Grundlagen und Stand der Technik</b>	<b>3</b>
2.1. Anforderungen an Start-Stopp-Systeme	4
2.1.1. Komfort	4
2.1.2. Sicherheit	10
2.1.3. Robustheit	11
2.1.4. Verbrauch und Emission	11
2.2. Permanentterregte Synchronmaschine und Leistungselektronik	13
2.3. Ottomotorstart in Hybridtriebsträngen	18
2.3.1. Ottomotorstart in mikrohybriden Triebsträngen	18
2.3.2. Ottomotorstart in Parallelhybridtriebsträngen	26
2.3.3. Ottomotorstart in leistungsverzweigten Hybridtriebsträngen	29
2.3.4. Ottomotorstart in seriellen Hybridtriebsträngen	30
2.4. Unterschied Diesel-Otto im Start-Stopp-Betrieb	32
<b>3. Umfang und Ziel der Arbeit</b>	<b>35</b>
<b>4. Untersuchung der subjektiven Wahrnehmung von Start-Stopp-Systemen</b>	<b>37</b>
4.1. Fahrzeugauswahl	37
4.2. Versuchsaufbau und theoretische Vorüberlegungen	44
4.2.1. Schwingungsmessung im Fahrzeug	44
4.2.2. Erhebungsmethodik und Arbeitshypothesen	45
4.2.3. Fragebogen, Probandenauswahl und Versuchsstrecke	46
	vii

4.3. Ergebnisse und Erkenntnisse	48
4.3.1. Messergebnisse	48
4.3.2. Ergebnisse der Probandenversuche und Korrelation mit Messungen	51
<b>5. Untersuchung und Optimierung des Hybridstarts von Ottomotoren</b>	<b>57</b>
5.1. Prüfstands Aufbau	57
5.1.1. Mechanische Anbindung des ISGs	58
5.1.2. Hochvoltspannungsversorgung	60
5.1.3. Steuerung von EM und VM	63
5.1.4. Messtechnik	65
5.2. Reibungsuntersuchung am Hybridprüfstand	68
5.2.1. Startdrehmoment	72
5.3. Einfluss der Batterie auf den Startvorgang	74
5.4. Aggregatvibration beim Start	76
5.4.1. Einfluss der Aggregatlager auf das Vibrationsverhalten	76
5.4.2. Eigenverhalten des Aggregats	78
5.4.3. Kraftanregung	81
5.4.4. Zusammenfassung der Kraftanregung und Vereinfachung des Simulationsmodells	87
5.4.5. Simulation der Aggregatvibration	89
5.5. Komfortuntersuchungen	91
5.5.1. Vergleichbarkeit Prüfstand – Fahrzeug	91
5.5.2. Lagerkraft als repräsentative Größe zur Komfortbewertung am Prüfstand	93
5.5.3. Untersuchung der Vibration bei Start	95
5.5.4. Idealer Komfortstart	106
5.5.5. Untersuchung der Vibration bei Stopp	108
5.6. Der optimierte Hybridstart	112
5.6.1. Torque Request Hybrid Start	113
5.6.2. Idle Speed Request Hybrid Start	118
5.6.3. Anforderungen an EM und LE zur Kompensation des Gaswechselmoments	121

5.7. Primärenergiebedarf des optimierten Hybridstarts	126
5.7.1. Wirkungsgradkette des Hybridstarts von Ottomotoren	126
5.7.2. Primärenergiebedarf	131
<b>6. Zusammenfassung</b>	<b>135</b>
<b>Abkürzungen und Formelzeichen</b>	<b>139</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>147</b>
<b>Anhang</b>	<b>157</b>

---

## 1. Einleitung

Die Reglementierung der CO<sub>2</sub>-Emission von Personenkraftwagen hat in Europa 1998 mit der Unterzeichnung einer Selbstverpflichtung der europäischen Automobilindustrie (ACEA<sup>1</sup>) zur Flottenverbrauchsreduzierung begonnen. Die dort erstmals festgelegten Ziele gehen mittlerweile über den Selbstverpflichtungsstatus hinaus und wurden als Teil des Energie- und Klimapaktes unter dem Namen Abgasgesetz in der Verordnung 443/2009 am 23. April 2009 zum Europäischen Gesetz [Euro-09]. Automobilhersteller müssen damit die CO<sub>2</sub>-Emission ihrer Neuwagen im Flottendurchschnitt auf 130 g/km bis zum Jahr 2012 senken.

Diese Gesetzgebung ist zusammen mit der öffentlichen Klimadebatte Treiber für die Entwicklung neuer Fahrzeugkonzepte und -antriebe, wobei davon ausgegangen wird, dass der Verbrennungsmotor (VM) in den nächsten Jahrzehnten weiterhin die dominierende Antriebstechnologie bleiben wird ([Stein-08], [Greb-08]). Um die festgelegten Ziele zu erreichen ist jedoch mit einer Diversifizierung der Fahrzeugantriebe vor allem hinsichtlich einer Kombination aus VM und Elektromaschine (EM) in einem Hybridtriebstrang zu rechnen. Die einfachste Ausprägung eines Hybridfahrzeugs sind s.g. Mikrohybride, in denen konventionelle VM mit einer Start-Stopp-Automatik ausgestattet werden. Durch das Abstellen des VM in Stoppphasen des Fahrzeugs können damit je nach Fahrprofil CO<sub>2</sub>-Einsparungen von bis zu 8 % erreicht werden<sup>2</sup>.

Auch in Konzepten mit stärkerer Elektrifizierung stellen Start-Stopp-Systeme einen wesentlichen Bestandteil dar. Je nach Konzept kommt es zu zusätzlichen Motorstopps und damit in Summe auch zu mehr Startvorgängen als in Mikrohybriden, z.B. während der reinen elektromotorischen Fahrt. Der Start in diesen Fahrzeugen wird im Rahmen dieser Arbeit als Hybridstart bezeichnet. Er zeichnet sich dadurch aus, dass über die im Triebstrang vorhandene(n) EM großer Einfluss auf den Startvorgang genommen werden kann.

Es kann generell anhand des Drehzahlniveaus bei Einsetzen der ersten Verbrennungen zwischen Hochdrehzahlstarts, Niedrigdrehzahlstarts und Starts aus dem VM-Stillstand differenziert werden (vgl. Abbildung 1-1). Ein VM-Start aus dem Stillstand wird auch als Direktstart bezeichnet. Er charakterisiert sich durch das gezielte Einspritzen und

---

<sup>1</sup> European Automobile Manufacturers Association

<sup>2</sup> Die CO<sub>2</sub>-Einsparungen durch die reine Start-Stopp-Funktion betragen laut [Hohe-06a] bis zu 8%, [Stan-08] 3 bis 6%, [Brae-07] 4 bis 7%, [Muel-08] 6,5 bis 7,5 % und [Bish-07] 4,8%.

Zünden in den stehenden Motor und dessen Hochlauf auf Leerlaufdrehzahl ohne das Einwirken eines extern anliegenden Drehmomentes. Ein solcher Startvorgang ist aufgrund der Notwendigkeit einer Fremdzündung ausschließlich bei Ottomotoren möglich. Bei einem Niedrigdrehzahlstart finden die ersten Einspritzungen und Verbrennungen bei ca. 250 1/min statt. Der VM muss von einem Startaggregat auf diese Drehzahl beschleunigt werden. Dies kann über einen konventionellen Anlasser, einen Riemenstartergenerator oder im Triebstrang befindliche leistungsstärkere Elektromaschinen (Hybridstart) geschehen. Der Hochdrehzahlstart auf Leerlaufdrehzahlniveau ist den Fahrzeugen mit stärkerer EM vorbehalten (Hybridstart). In diesen Konzepten kann demnach entweder nach Niedrigdrehzahl- oder Hochdrehzahlstart gestartet werden.

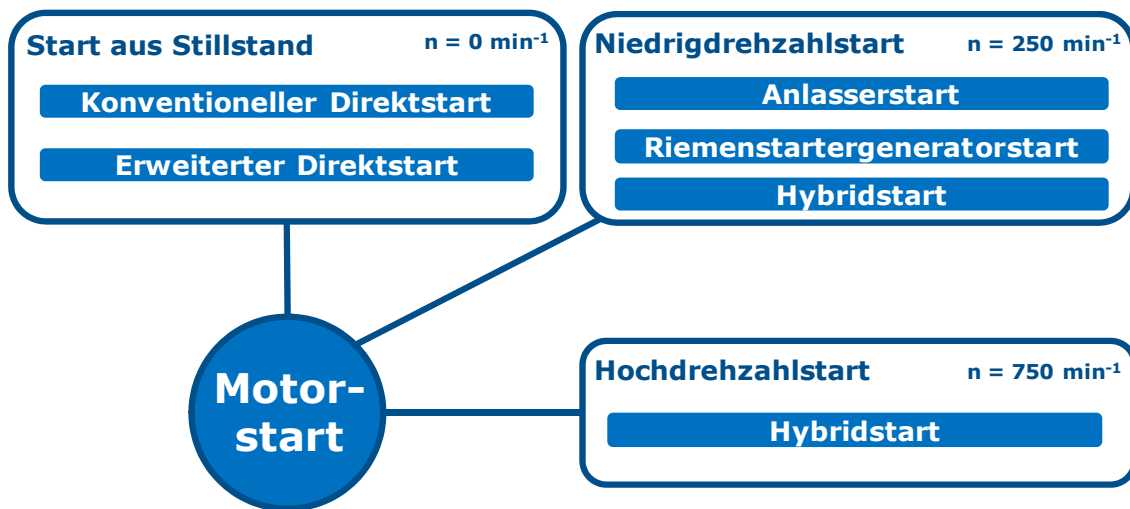


Abbildung 1-1: Klassifizierung des Verbrennungsmotorstarts

## 2. Grundlagen und Stand der Technik

Durch das Abstellen des Verbrennungsmotors in den Stillstandsphasen des Fahrzeugs oder während der elektrischen Fahrt in stärker hybridisierten Fahrzeugen kann unmittelbar die sonst im Leerlauf vom VM verbrauchte Kraftstoffmasse eingespart werden. Laut [Hohe-06c] und [Gerh-09] ist der spezifische Leerlaufverbrauch von Ottomotoren im Vergleich zu den selbstzündenden Dieselmotoren hoch und der Ottomotorstopp entsprechend lukrativ.

Die Klassifizierung der Hybridfahrzeuge in Mikro-, Mild- und Vollhybride kann nach dem Anteil der elektrischen Leistung an der Gesamtantriebsleistung erfolgen ([Hohe-06a], [Stan-08]). In Mildhybriden unterstützt die EM den Verbrennungsmotor, in Vollhybriden ersetzt sie ihn teilweise vollständig. In Mikrohybriden hingegen dient die EM nicht dem Antrieb sondern ausschließlich der Umsetzung der Start-Stopp-Funktionalität.

In einem Vollhybriden kann neben dem Schlüsselstart und initialen Anlassen ein Wiederstart aus den Zuständen Fahrzeugstillstand, der elektrischen Fahrt oder aus dem Motorauslauf heraus stattfinden. Dabei ist nach [Fese-09] eine Unterscheidung nur für die Synchronisation mit der Abtriebsseite nach erfolgtem Startvorgang und für einen Schwungstart (vgl. [Fese-09] Kapitel 2.2.1) von Bedeutung. Eine Differenzierung nach dem Zustand aus dem der Start erfolgt, findet in dieser Arbeit nicht statt, da die Antriebsseite (VM) unbeeinflusst bleibt.

Der für den Start-Stopp-Betrieb relevante s.g. Wiederstart nach automatischem Motorstopp, bezeichnet einen Startvorgang bei betriebswarmem Motor, d.h. der automatische Motor-Start-Stopp-Betrieb wird erst bei betriebswarmem VM ermöglicht. Im Kaltstart verdampfen aufgrund der geringen Wandtemperaturen nur leicht siedende Kraftstoffbestandteile, weshalb das Gemisch angereichert wird, um die Zündgrenzen einzuhalten. Ein Start-Stopp-Betrieb erscheint hier wenig sinnvoll zumal das Reibmoment des VM aufgrund der geringen Öltemperatur höher ist, als bei betriebswarmem Motor [Fisc-99]. Zudem gilt es, die light-off-Temperatur des Katalysators zu überschreiten, so dass dieser seine Reaktionsfähigkeit erreicht. Die in dieser Arbeit untersuchten Startvorgänge sind demnach Wiederstarts bei betriebswarmem VM.

In diesem Grundlagenabschnitt werden zunächst die Herausforderungen und Besonderheiten bei der Umsetzung einer Start-Stopp-Automatik beschrieben. Anschließend wird auf die Grundlagen zu permanenterregten Synchronmaschinen eingegangen. Es wird der von Hybridisierungsgrad und Triebstrangkonfiguration abhängige ottomotorische Verbrennungsmotorstart beschrieben und in Kapitel 2.4 die Unterschiede zwischen Diesel- und Ottomotoren im Start-Stopp-Betrieb erläutert.

### 2.1. Anforderungen an Start-Stopp-Systeme

Die zum Teil gegensätzlichen Anforderungen an Start-Stopp-Systeme lassen sich in die in Abbildung 2-1 dargestellten Bereiche gliedern. Ziele sind, Verbrauch und Emissionen bei geringen Kosten zu minimieren und dabei das Start-Stopp-System robust zu gestalten, in allen Betriebssituationen den Personen- und Bauteilschutz zu gewährleisten und den dem Markenimage entsprechenden Komfort darzustellen. So dürfen Einsparungen an Verbrauch und Emission nicht zu kundenrelevanten Komforteinbußen führen [Wolf-09].

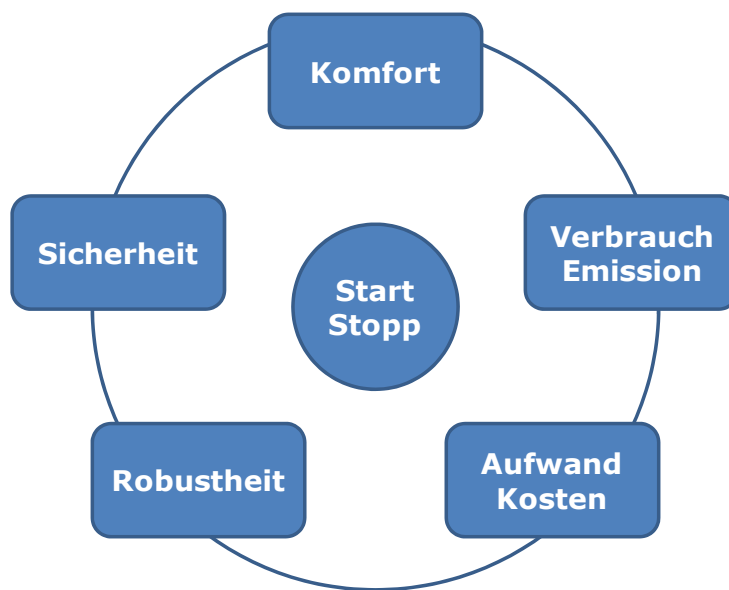


Abbildung 2-1: Anforderungen an Start-Stopp Systeme

Auf das Thema Aufwand wird in dieser Arbeit nicht im Besonderen eingegangen. Untersuchungsgegenstand ist der Hybridstart in Fahrzeugen höherer Elektrifizierungsstufe. Die Entscheidung für ein solches System, welches i.d.R. aufwändiger und damit teurer als ein konventioneller Triebstrang ist, wird keinesfalls nur aufgrund seiner Start-Stopp-Fähigkeit gefällt. Eine Aufwandseinschätzung im Rahmen dieser Start-Stopp-Untersuchung erscheint demnach nicht sinnvoll.

#### 2.1.1. Komfort

Der Begriff Komfort ist „diffus“ und wenig scharf umrissen [Hela-97]. Komfort wird im Allgemeinen als Synonym von Bequemlichkeit, Annehmlichkeit sowie Ausstattung mit gewissem Luxus gebraucht wobei auch die Zufriedenheit in diesem Zusammenhang eine zentrale Rolle spielt [Bubb-03c]. Dem Komfort steht der s.g. Diskomfort entgegen.

Komfortbewertungen können durch die Interaktion von Menschen mit Objekten erzeugt werden [Didi-06]. Das wahrgenommene Komfortniveau stellt eine Empfindung



dar, die durch unterschiedliche Eindrücke auf die menschlichen Sinnesorgane zustande kommt [Bubb-03b]. Die relativ rationalen Eindrücke der menschlichen Rezeptoren werden jedoch von subjektiven Einflüssen, wie etwa der aktuellen Stimmung oder auch von Vorstellungen und Erwartungen, überlagert. Diese subjektive Beeinflussung macht eine allgemeingültige Bewertung des Komforts schwierig.

Komfort wird teilweise als die Abwesenheit von Diskomfort beschrieben. Dies würde implizieren, dass der Komfort keinen positiven Effekt besitzt: Zur Steigerung des Komforts ist also der Diskomfort zu senken bzw. zu vermeiden. Der Komfort selbst kann bei dieser Sichtweise nicht verbessert werden ([Bubb-03b], [Didi-06]). Der Zusammenhang von Komfort und Diskomfort ist unter Forschern jedoch strittig und bis heute nicht abschließend geklärt. In [Didi-06] wird folgendes Modell von Komfort und Diskomfort abgeleitet: „Komfort und Diskomfort sind zwei unterschiedliche Dimensionen und nicht die zwei Pole einer kontinuierlichen Dimension, mit den Extrema Komfort und Diskomfort. Komfort kann unabhängig von Diskomfort gemessen werden und kann verschiedene Niveaus von Komfort erzeugen.“

Bei der Betrachtung des Komforts von Start-Stopp-Systemen ist zwischen Bedien- und Fahrkomfort (hierzu zählen auch wahrgenommene Geräusche und Vibrationen) zu unterscheiden. Während der Fahrkomfort durch ein eher passives Erleben (passives Wahrnehmen der Umgebung) gekennzeichnet ist, richtet sich der Bedienkomfort am aktiven Erleben des Fahrers aus, welches durch das Handeln des Fahrers beeinflusst wird.

Der Fahrkomfort als spezielle Komfortart kann beschrieben werden als „[...] das Wohlbefinden der Insassen während der Fahrt.“ [Heiß-07] Das Wohlbefinden wird durch Schwingungen beeinflusst, die in drei Ausprägungen auf den Fahrer einwirken. Im unteren Frequenzbereich bis zu einer Frequenz von ca. 20 Hz sind die Schwingungen fühlbar, werden demzufolge als Vibrationen wahrgenommen. In einem Übergangsbereich von etwa 20 bis 100 Hz wird die Schwingung als Rauigkeit wahrgenommen. Sie ist dann sowohl fühl- wie auch hörbar. Ab einer Frequenz von rund 100 Hz geht die Rauigkeit zunehmend in den rein hörbaren Bereich über. Die Schwingungen werden dann (bis ca. 100 kHz) ausschließlich als Geräusche wahrgenommen ([Heiß-07], [Dubb-07]). Zusätzlich spielt die Einwirkzeit von Schwingungen auf den menschlichen Körper eine wichtige Rolle. Je länger die Einwirkzeit einer Schwingung, desto geringer muss die Belastungsintensität sein, um die Grenze zum Diskomfort zu überschreiten [Hela-97]. Dies wird im Rahmen dieser Arbeit jedoch weitestgehend vernachlässigt, da die Startdauer des Motors relativ gering ist (i.d.R. < 600 ms) und somit kaum Einfluss auf die Diskomfortgrenze hat.

Die folgenden Themen sind während des Start-Stopp-Betriebs komfortrelevant und werden im Weiteren beschrieben:

- (1) Vibration (Fahrkomfort)
- (2) Geräusch (Fahrkomfort)
- (3) Startdauer (Bedienkomfort)
- (4) Fahrerwunscherfüllung (Bedienkomfort)
- (5) Klimatisierung (Fahrkomfort)
- (6) Bordnetzstabilität (Bedienkomfort, Fahrkomfort)

### (1) Vibration (Fahrkomfort)

Ähnlich wie bei der Wahrnehmung akustischer Größen, nimmt der Mensch auch die Intensität von Vibrationen je nach Frequenz und Beschleunigungsamplitude unterschiedlich wahr. Demzufolge lassen sich Kurven gleich bewerteter Schwingstärken herausarbeiten. Sie können für vertikale (z-Richtung) harmonische Schwingungen der folgenden Abbildung entnommen werden.

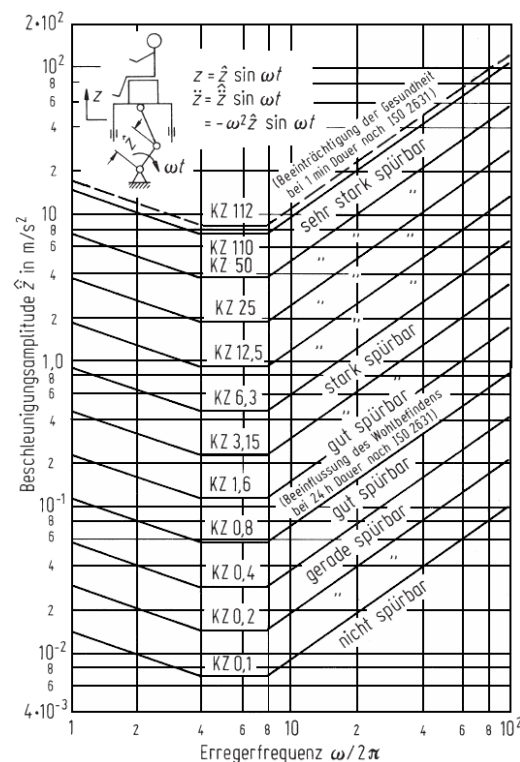


Abbildung 2-2: Kurven gleich bewerteter Schwingstärken [Dubb-07]<sup>3</sup>

<sup>3</sup> Mit Verweis auf VDI-Richtlinie 2057, Blatt 2 (1981) bzw. ISO/DIS 2631 (1972).

Der Zusammenhang zwischen gemessener Beschleunigung und subjektiver Wahrnehmung wird in Abbildung 2-2 über die in den Richtlinien: VDI-Richtlinie 2057 [VDIR-02] oder ISO 2631 [ISO-97] festgeschriebenen Verfahren hergestellt.

Im Stillstand erfährt das Fahrzeug seine einzige Anregung während des Startvorgangs durch die Vibration des Verbrennungsmotors. Ziel sollte es demnach sein, diese bzw. die daraus resultierende Krafteinleitung in die Karosserie zu minimieren.

## (2) Geräusch (Fahrkomfort)

Beschreibung und Beurteilung akustischer Situationen erfolgen auf der Basis von Messungen des Schalldruckpegels  $L_p$  und davon abgeleiteter Kenngrößen [Hoff-07]. Der absolute Schalldruckpegel entspricht dem Verhältnis des momentanen Schalldrucks ( $p$ ) zur Hörschwelle ( $p_0$ ) [Frie-08]. Er wird wie folgt berechnet:

$$L_p = 20 \lg \left( \frac{p}{p_0} \right) \quad \text{Gl. 2-1}$$

Da Wahrnehmungsorgane eine Reizverstärkung nicht linear, sondern nur logarithmisch übertragen, bietet sich ein logarithmisches Verhältnismaß an. Dieses Maß hat die Einheit Dezibel [dB]. Die Hörschwelle liegt bei 0 dB, die Schmerzgrenze bei 120 bis 140 dB [Frie-08].

Die vom Menschen wahrgenommene Lautstärke ist im Gegensatz zum rein physikalischen Schalldruckpegel von der Frequenz des Signals abhängig. Das menschliche Gehör nimmt demzufolge nicht alle Frequenzen gleich stark wahr: „Dröhn und Brummgeräusche werden nicht so stark wahrgenommen wie Pfeif- oder Zischgeräusche.“ [Heiß-07] Es existieren Umrechnungsmethoden, mit denen es möglich ist für alle Frequenzen die Lautstärkepegel bei einem bestimmten Schalldruckpegel zu ermitteln. Die aus den Umrechnungsmethoden entstehenden Bewertungskurven wirken als Filter und passen für verschiedene Schalldruckpegel den Frequenzgang eines Signals an das menschliche Gehör an. Dadurch sind direkte Rückschlüsse vom Schalldruckpegel auf die empfundene Lautstärke möglich. Häufig findet, auch im Bereich der Fahrzeugtechnik, die sogenannte A-Bewertung Anwendung [Heiß-07]. Wird der Schall mit der Bewertungskurve A bewertet, so wird der Schallpegel in dB(A) angegeben.

Im Startvorgang entscheidend sind die Dauer des Geräuschs, dessen Schalldruckpegel und die Art des Geräuschs.

## (3) Startdauer (Bedienkomfort)

Die Startdauer ist ein wesentliches Kriterium für die Bewertung des Startvorgangs aus Fahrersicht. Sie wird in dieser Arbeit als das Maß zur Bewertung der Dauer bis zur verbrennungsmotorischen Drehmomentverfügbarkeit verwendet und ist definiert als

die Dauer zwischen Auslösen des Startvorgangs bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl.

#### (4) Fahrerwunscherfüllung (Bedienkomfort)

Die Erfüllung des Fahrerwunschs besteht im Start-Stopp-Betrieb und vom Fahrer initiierten Starts aus der Verfügbarkeit eines über die Fahrpedalstellung geforderten Drehmomentes. Die Startdauer ist dabei wesentliches Kriterium zur Beurteilung der Drehmomentverfügbarkeit.

Im Falle eines fahrzeugsysteminitiierten Starts (vgl. Einschaltaufforderer in Kapitel 2.1.2) ist der Fahrerwunsch, dass der Startvorgang möglichst unmerklich geschieht und keine Auswirkungen auf die Komfortsysteme des Fahrzeugs hat (vgl. Bordnetzstabilität).

Eine spezielle Situation im Start-Stopp-Betrieb stellt der s.g. Change-of-Mind dar. Ein automatischer Motorstopp wird eingeleitet, Einspritzung und Zündung abgestellt und der VM befindet sich im Auslaufen. Der Fahrer oder ein Fahrzeugsystem fordern nun während des Motorauslaufs den VM-Start noch bevor dieser stillsteht.

In Abhängigkeit der Drehzahl ist es möglich, den VM durch Wiedereinsetzen von Einspritzung und Zündung ohne externes Drehmoment zu beschleunigen. Besteht die Möglichkeit eines Hybridstarts, so kann die startende EM permanent Drehmoment auf die Kurbelwelle abgeben und den VM beschleunigen auch wenn sich dieser im Auslauf befindet und die Drehzahlgrenze für Einspritzung und Zündung unterschritten ist.

#### (5) Klimatisierung (Fahrkomfort)

In [Brae-07] sind mit Verweis auf [Bubb-95] die Bedürfnisfaktoren zur Erfüllung des individuellen Komfortempfindens in einer Komfortpyramide (Abbildung 2-3) dargestellt. Nach dieser Hierarchie werden Komfortmängel erst bewusst, wenn die darunter liegenden Bedürfnisse erfüllt sind.

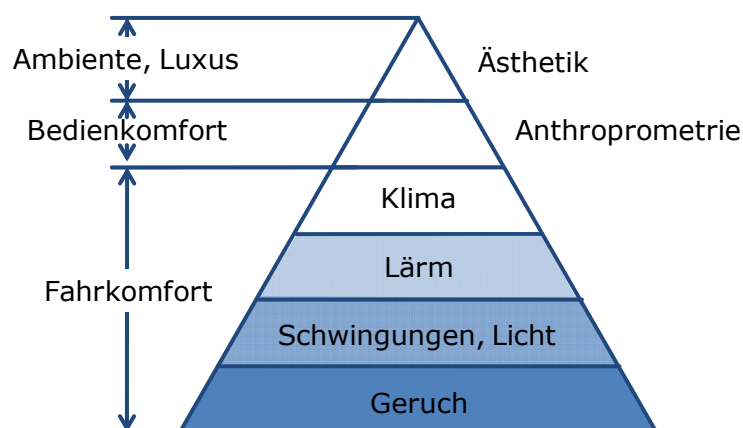


Abbildung 2-3: Komfortpyramide nach [Brae-07]

Sind die Bedürfnisfaktoren Geruch, Schwingungen und Lärm erfüllt, so ist das nächst-wichtigste Kriterium die Klimatisierung.

Es ist sicherzustellen, dass die Stufe des Klimakomforts im Innenraum keiner Einschränkung im Stoppbetrieb unterliegt. Dies gilt sowohl für die Kühlung bei hohen Außentemperaturen als auch für die Heizung bei niedrigen Außentemperaturen. Gerade bei Fahrzeugkonzepten hoher Elektrifizierung (z.B. Range-Extender – vgl. 2.3.4) ist aufgrund der langen Phasen rein elektromotorischer Fahrt eine Heizung des Innenraums ohne die Abwärme des VM zu realisieren.

In Fahrzeugen mit geringen Batteriekapazitäten (Mikro- und Mildhybride) stellt die Sicherstellung der Kühlung bei hohen Außentemperaturen eine Herausforderung dar. Die zur Klimatisierung notwendige Leistung (nach [Fese-09] für ein Mittelklassefahrzeug etwa 4,5 kW) muss bei Motorstopp aus der Batterie entnommen werden. Ist der Kältemittelverdichter elektrifiziert, so kann dieser bei Bedarf zugeschaltet werden. Es ist jedoch festzuhalten, dass die Leistungsaufnahme durch Anschalten des Klimakompressors stark zunimmt [Schm-00]. Bei einem Batteriesystem mit einem Spannungsniveau von 120 V würde die Batterie bei einer Klimakompressorleistung von 4,5 kW mit 37,5 A entladen werden. Es muss dabei sichergestellt sein, dass die Batterie nicht auf ihr Minimalniveau entladen wird, sondern immer noch genügend Energie gespeichert ist, um nach einem langen Motorstopp, z.B. in einem Stau, den VM wieder starten zu können.

Es befinden sich Klimatisierungskonzepte in Entwicklung, welche möglichst auf ein Anstellen des Kältemittelverdichters verzichten und z.B. über Speicherverdampfer [Walt-08] Kälte speichern, die schließlich während des Motorstopps zur Kühlung genutzt werden kann. Die Leistung für das Gebläse ist jedoch in jedem Fall aufzubringen.

### (6) Bordnetzstabilität (Bedienkomfort, Fahrkomfort)

Das Startaggregat benötigt im Startvorgang eine Energiemenge, welche der Fahrzeugbatterie entnommen wird. In Abhängigkeit des Startvorgangs und des Spannungsniveaus der Batterie fließen teilweise hohe Ströme. Bei einem konventionellen Anlasserstart und 12 V Bordnetz können diese durchaus Spitzenamplituden von 700 A überschreiten [Bosc-02]. Es kommt zu einem dem Innenwiderstand und der Stromstärke proportionalen Spannungseinbruch der Batteriespannung. Diese kann u.U. so weit absinken, dass Komfortfunktionen des Fahrzeugs (z.B. Radio oder Navigationssystem) kurzzeitig ausfallen. Dies gilt es unbedingt zu vermeiden, da es zu einer starken Beeinträchtigung des Komforts führen würde.

Bei der Umsetzung von Start-Stopp-Systemen in 12 V Bordnetzen bedient man sich zweierlei Stützkonzepte, um die Bordnetzstabilität sicherzustellen:

- Stützbatterie: Das Bordnetz wird beim Motorstart von einem Hochstrom-Relais aufgetrennt. Während eine Stützbatterie (12V, geringe Kapazität) das Fahrzeug

weiter versorgt, steht die Hauptbatterie für den Startvorgang zur Verfügung. Die Stützbatterie wird im normalen Betrieb vom Bordnetz getrennt, um sie nicht unnötig zu schwächen [Knot-08].

- **DC/DC-Wandler:** Ein Gleichspannungswandler (DC/DC-Wandler) transformiert im Fall eines Spannungseinbruchs das „eingebrochene“ Batteriespannungsniveau auf das 12V-Ausgangsniveau [Knob-08], so dass die Funktion von z.B. Radio oder Navigationssystem auch während des Startvorgangs sichergestellt ist. Die Integration eines solchen Systems ist nach [Knot-08] aufwendiger als der Einsatz einer Stützbatterie.

### 2.1.2. Sicherheit

Der Zustand „Motor aus“ stellt mit der Einführung von Start-Stopp-Systemen einen neuen aktiven Betriebszustand dar. Ein Start, unabhängig ob fahrer- oder systeminitiiert, „[...] darf selbstverständlich nur dann erfolgen, wenn sichergestellt ist, dass hierdurch keine Gefährdung von Personen stattfindet“ [Muel-08]. Für einen komfort-, energie- und sicherheitsgerechten Start-Stopp-Betrieb ist eine aufwändige Betriebsstrategie nötig, welche anhand der Bewertung der aktuellen Situation über die Umsetzung der Start-Stopp-Funktion entscheidet. Ein Beispiel für eine besondere Situation ist die Abwesenheit des Fahrers. Das System hat zu detektieren, ob sich der Fahrer innerhalb oder außerhalb des Fahrzeuges befindet und bei Fahrerabwesenheit einen Startvorgang zu unterbinden.

Start-Stopp-Systeme verfügen über s.g. Systemdeaktivierer, Abschaltverhinderer und Einschaltaufforderer ([Rück-08], [Wolf-07]).

- *Systemdeaktivierer* unterbinden den automatischen Motorstart oder –stopp, wenn die ordnungsgemäße Funktion nicht gewährleistet ist (z.B. Sensorfehler).
- *Abschaltverhinderer* verhindern ein Abstellen des Motors aus Sicherheits- und/oder Komfortgründen (Motor ist nicht betriebswarm, zu geringe Außentemperatur, Klimatisierungsanforderung, Bremsunterdruck oder Batterieladestand zu gering, etc.).
- *Einschaltaufforderer* werden aktiv, wenn während eines Stopps der Verbrennungsmotor zur Energiebereitstellung benötigt wird – der Motor startet dann ohne Einwirkung des Fahrers (die Klimaanlage erkennt Kühlungsdefizit, Bremsunterdruck ist nicht mehr ausreichend, Batterieladezustand ist unter eine kritische Schwelle abgesunken).

### 2.1.3. Robustheit

Im Rahmen dieser Arbeit werden unter Robustheit die folgenden Anforderungen zusammengefasst:

- (1) Starterfolg beim ersten Versuch (100%ige Startzuverlässigkeit)
- (2) Reproduzierbarkeit der Start- und Stoppvorgänge
- (3) Verschleißminimierung

Aus Aspekten der Sicherheit und Kundenzufriedenheit ist es zwingend erforderlich, dass der VM-Start nach einer Startforderung mit einer Zuverlässigkeit von 100% erfolgt. Im Falle eines Hybridstarts ist dies durch die Vorhaltung genügend elektrischer Energie für einen VM-Start sicherzustellen. In Mikrohybriden, welche auf Niedrigdrehzahlniveau starten, ist neben der elektrischen Energieverfügbarkeit für die Starteinrichtung zudem sicherzustellen, dass die ersten Verbrennungen den VM auf Leerlaufdrehzahl beschleunigen.

Idealerweise fühlen sich Start- und Stoppvorgänge für den Fahrer immer gleich an. Der Begriff Reproduzierbarkeit beinhaltet in diesem Zusammenhang jedoch neben der Wahrnehmung der Start- und Stoppvorgänge auch die Betriebsstrategie. Es sollte für den Fahrer transparent sein, wann der Motor gestoppt wird und wann nicht. Die Forderung nach Reproduzierbarkeit verliert an Gewicht, wenn es gelingt den VM-Start unmerklich zu gestalten.

Sowohl Verbrennungsmotor als auch Batterie sind während des Start-Stopp-Betriebs einer erhöhten Belastung ausgesetzt. Der VM muss im Start jedes Mal erneut den Mischreibungsbereich in einigen Reibpaarungen durchlaufen (vgl. Kapitel 5.2). Das Startaggregat ist zudem auf die Anzahl der Starts auszulegen. Die Alterung der Batterie wird aufgrund der teilweise hohen Ströme im Start (konventioneller Anlasserstart bis über 700 A) beschleunigt ([Joss-06], [Lind-02]). Finden nun im Rahmen einer automatischen Start-Stopp-Funktion eine weit größere Anzahl an Startvorgängen, als bei konventionellen Triebsträngen statt, so ist dies bei der Batterieauslegung zu berücksichtigen. Auch in HV-Bordnetzen steigt die Belastung der Batterie mit der Häufigkeit der Startvorgänge. Die Spitzenströme können im Hybridstart je nach Startart und Applikation 200 A erreichen, was bereits ein hohes Belastungsniveau darstellt.

### 2.1.4. Verbrauch und Emission

Der Start-Stopp-Betrieb soll den Leerlaufverbrauch des VM einsparen und damit die CO<sub>2</sub>-Emission senken. Das Einsparpotenzial hängt dabei von den potenziellen Motorstoppphasen und deren Dauer sowie der Höhe des Leerlaufverbrauchs ab. In [Rück-08] wird der Leerlaufverbrauch von modernen 4-Zyl. Benzin- und Dieselmotoren mit 0,4-

0,6 Liter Kraftstoff pro Stunde angegeben. Nach [Hohe-06c] und [Gerh-09] bieten hier Ottomotoren aufgrund der hohen Drosselverluste aber ein größeres Potenzial als Dieselmotoren. Die Frage, ab welcher Stoppzeit die eingesparte Energiemenge den Energiebedarf für den nächsten Startvorgang übersteigt und der automatische Stopp somit lohnenswert ist, wird für die in dieser Arbeit untersuchten Hybridstarts in Kapitel 5.7 behandelt.

Die gesetzlich limitierten Abgasbestandteile Kohlenmonoxid (CO), Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ) und unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) sollten durch den Start-Stopp-Betrieb idealerweise ebenfalls reduziert werden. Keinesfalls jedoch sollte es zu einer Erhöhung des Emissionsniveaus durch die Startvorgänge oder ein Auskühlen des Katalysators kommen. Der Monolith darf nicht unterhalb seiner Anspringtemperatur abkühlen, sondern sollte immer in einem Temperaturarbeitsbereich gehalten werden, indem er optimale Konvertierungsraten besitzt. In [Rück-08] wird gezeigt, dass das Abgasnachbehandlungssystem bei Benzinmotoren in Mikrohybriden keinerlei Problem im Start-Stopp-Betrieb darstellt. Zwar fielen die Eingangstemperaturen am Katalysator in den Stillstandsphasen ab, jedoch werde das Temperaturniveau im Katalysator aufgrund seiner hohen Wärmekapazität nahezu konstant bleiben, womit die Konvertierungsfähigkeit gewährleistet wäre.

Die Abgaszusammensetzung wird durch das zyklische Ein- und Ausschalten des VM beeinträchtigt. Durch die Stopp- und Startvorgänge wird immer wieder ein kleiner Anteil Luft durch den Katalysator geleitet. Dieser wird dadurch mit Sauerstoffatomen übersättigt. Die Folge könnte ein  $\text{NO}_x$ -Peak beim nächsten Motorstart sein. Das Sauerstoffüberangebot kann beim nächsten Motorstart durch eine Anreicherung des Gemisches im Startvorgang kompensiert werden. Diffizil ist, diese Anreicherungsmenge exakt so einzustellen, dass es zu keinem  $\text{NO}_x$ -Peak aber auch zu keiner Erhöhung der CO- und HC-Emission kommt. In [Hohe-06b] wird gezeigt dass es im Lexus 400h (Vollhybrid) zu keiner zusätzlichen Erhöhung kommt und die beschriebene Problematik der Abgaszusammensetzung gelöst werden konnte.

Es ist nach Literatur ([Rück-08], [Hohe-06b], [Spur-08]) unter Berücksichtigung des Start-Stopp-Betriebs bei der Applikation der Abgasnachbehandlung nicht damit zu rechnen, dass es im Start-Stopp-Betrieb zu einer Erhöhung der HC-, CO- oder  $\text{NO}_x$ -Emissionen kommt.



## 2.2. Permanenterregte Synchronmaschine und Leistungselektronik

In hybridisierten Fahrzeugen kommen hauptsächlich rotierende Drehstrommaschinen, i.d.R. Synchronmaschinen (SM), zum Einsatz, wobei die am meisten verbreitete und in dieser Arbeit am Motorenprüfstand verbaute E-Maschinentechnologie die der permanenterregten Synchronmaschine (PMSM) ist. Die Vorteile der PMSM sind: Ein hoher Wirkungsgrad, die Möglichkeit des generatorischen Betriebs, hohe Leistungsdichten und eine gute Regelbarkeit, weshalb sie wichtige Kriterien für die Integration in den Triebstrang erfüllt [Wall-06].

Bei einer Synchronmaschine dreht sich der Rotor mit der gleichen Frequenz wie das Statorfeld. Der Aufbau des rotorseitigen Magnetfeldes erfolgt nicht durch Induktion, sondern entweder elektromagnetisch durch bestromte Wicklungen oder durch Permanentmagnete im Rotor. Im stationären Betrieb dreht die Maschine mit einer synchronen Drehzahl, welche sich als Quotient der Frequenz des Ständerdrehstroms und der Polpaarzahl berechnen lässt [Babi-07].

Wird die SM mit einem Drehmoment belastet, so nimmt der Abstand der Pole des Rotors von den Polen des Drehfeldes zu. Das Polrad (der Rotor) bleibt um einen Lastwinkel, dem s.g. Polradwinkel, hinter dem Drehfeld und somit hinter der Leerlaufstellung des Polrades zurück. Unter Last eilt das angetriebene Magnetfeld dem antreibenden hinterher. Wirkleistung und Drehmoment zeigen eine sinusförmige Abhängigkeit vom Polradwinkel  $\vartheta$  [Nord-01] (vgl. Abbildung 2-4).

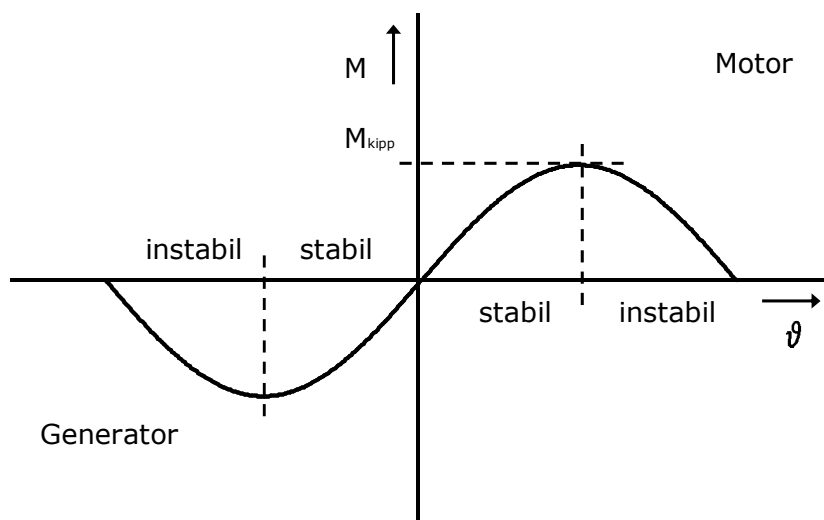


Abbildung 2-4: Drehmoment-Polrad-Kennlinie der Synchronmaschine (nach [Babi-07])

Das Drehmoment verhält sich des Weiteren proportional zu den an den Wicklungen anliegenden Spannungen. Das bei einem Polradwinkel von  $90^\circ$  anliegende Drehmo-

ment wird als Kippmoment bezeichnet. Wird es überschritten, so fällt der Motor außer Tritt und läuft im generatorischen Betrieb asynchron weiter bzw. bleibt im motorischen Betrieb stehen, was beides zu seiner thermischen Überlastung führen kann ([Bros-02], [Nord-01]).

Das Statormagnetfeld wird aufgebaut, indem an drei Spulen jeweils um  $120^\circ$  phasenverschobene, sinusförmige Wechselspannungen (U, V, W) angelegt werden. Die Amplituden und Frequenzen dieser Spannungen werden über den Umrichter bzw. die Leistungselektronik eingestellt. Die Erregerströme in den Spulen und damit auch das Drehmoment werden über den Betrag der Wechselspannungen und deren Phasenlage zur Position des Rotorfeldes eingestellt. Um das Drehmoment zu steigern, wird die Wechselspannung erhöht.

Die Spannungserhöhung findet jedoch nicht nur mit steigendem Drehmoment sondern auch bei steigender Drehzahl statt. Die Permanentmagnete des Rotors induzieren proportional zur Drehzahl eine Spannung in den Spulen. Diese muss bei gleichbleibendem Drehmoment über die an den Wicklungen anliegende Spannung kompensiert werden, was nur bis zur Grenze der Versorgungsspannung möglich ist. In Abbildung 2-5 sind der Feldschwächebereich und der Ankerbereich, in dem das maximale Drehmoment zur Verfügung steht und die Leistung proportional der Drehzahl steigt, dargestellt. Im Feldschwächebereich sinkt das maximale Drehmoment, da ein proportional mit der Drehzahl steigender Anteil der Versorgungsspannung zur Kompensation der von den Permanentmagneten induzierten Spannung aufgebracht werden muss.

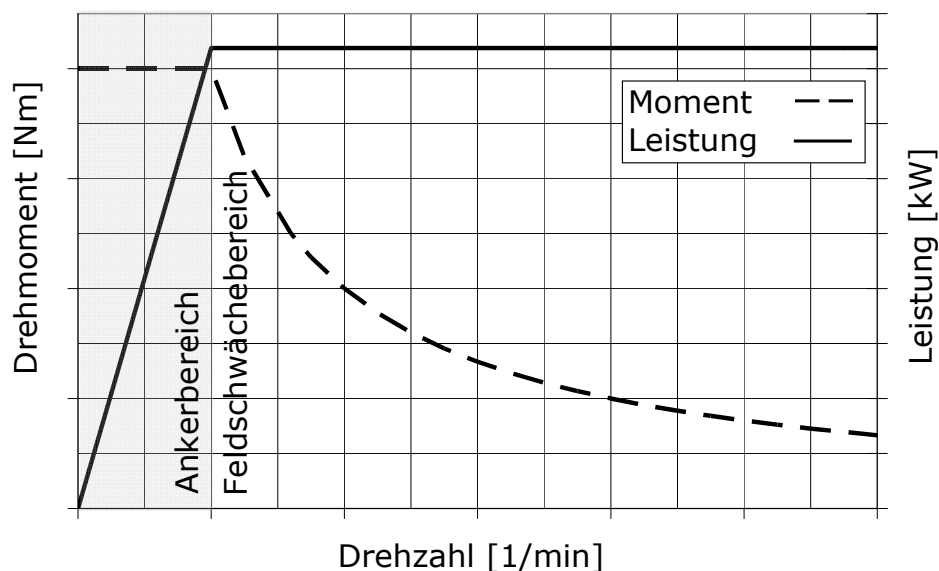


Abbildung 2-5: Kennlinie einer PMSM

Mathematisch kann die Maschine entweder in einem rotorfesten ( $d, q$ ) oder in einem statorfesten ( $\alpha, \beta$ ) Koordinatensystem in komplexer Darstellung beschrieben werden. Für einen detaillierteren Einblick in die mathematische Beschreibung sei auf [Iser-99],

[Babi-07] und [Bros-02] verwiesen. Bei Verwendung des rotorfesten Systems können mittels einer s.g. Feldorientierten Regelung (FOR) der drehmomenterzeugende Anteil des Stroms (imaginäre q-Achse) und die flussbildende Stromkomponente (reelle d-Achse) unabhängig voneinander eingestellt werden (vgl. Abbildung 2-6). Die Komponenten sind im eingeschwungenen Zustand Gleichgrößen und können getrennt voneinander ihrem Sollwert nachgeführt werden, was über zwei PI-Regler realisiert wird.

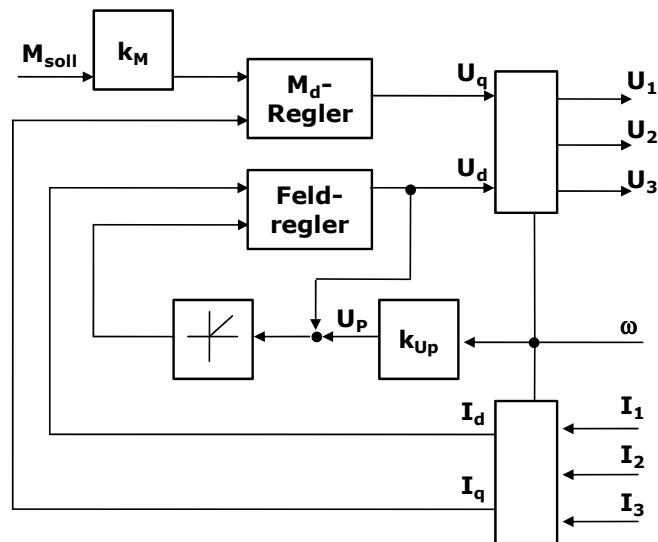


Abbildung 2-6: Vereinfachte Reglerstruktur einer FOR bei einer PMSM (nach [Weim-99])

Ein zweites Regelprinzip ist die s.g. Direkte Selbstregelung (DSR – vgl. [Bros-02]), welche sich der komplexen Raumzeigerdarstellung im raumfesten  $\alpha, \beta$ -Koordinatensystem bedient und die Größen Drehmoment und magnetischer Fluss anhand des Ausgangsspannungszeigers des Umrichters regelt. Ein Flussmodell berechnet den Ständerfluss, ein Maschinenmodell das Moment. Die berechneten Ist-Größen werden mit den Sollwerten verglichen und mittels zweier Regler direkt über die Stellgröße Ausgangsspannung des Umrichters geregelt. Die Auswahl der einzustellenden Spannung erfolgt in Abhängigkeit der Regelabweichung und der Position des komplexen Zeigers im statorfesten  $(\alpha, \beta)$  Koordinatensystem. Die Regelprinzipien werden an dieser Stelle nicht weiter ausgeführt. Es sei auf z.B. [Grot-07] oder [Bros-02] verwiesen. Der Vorteil der DSR ist eine schnellere Ansprechzeit auf Kosten der dynamischen Genauigkeit im Vergleich zur FOR.

Das die Spannungsverläufe einstellende Aggregat ist der Umrichter bzw. die Leistungselektronik. Das Ziel ist es, im Fahrzeug die aus dem Energiespeicher entnommene Gleichspannung auf eine Wechselspannung mit variabler Frequenz und Amplitude entsprechend den Vorgaben aus der Regelung (s.o.) zu transformieren. Dazu werden sechs s.g. Ventile in einer Brückenschaltung verbaut. Die Ventile bzw. Leistungselemente, welche die Wechselspannung schalten, sind Halbleiterelemente (Thyristoren,

IGBT<sup>4</sup>s oder MOSFET<sup>5</sup>s), wobei im Leistungs- und Frequenzbereich von Fahrzeugantriebsanwendungen IGBTs oder MOSFETs zur Anwendung kommen [Bros-02].

Die Form der erzeugten Spannung hängt von der Ansteuerung der Ventile ab. Der für die Erzeugung eines Drehfeldes notwendige sinusförmige Verlauf kann mittels zweier Methoden hergestellt werden: Einer gepulsten Schaltung der Ventile über ein pulsweitenmoduliertes Signal (PWM-Signal) oder mit der Raum-Zeiger-Modulation. Beide Methoden werden ausführlich in [Spec-08] beschrieben und hier nur vollständigshalber erwähnt.

In Abbildung 2-7 ist ein exemplarisches Wirkungsgradkennfeld einer PMSM mit Leistungselektronik dargestellt. Der Wirkungsgrad ist im Vergleich zum VM hoch, was den elektrischen Antrieb im Fahrzeug attraktiv macht.

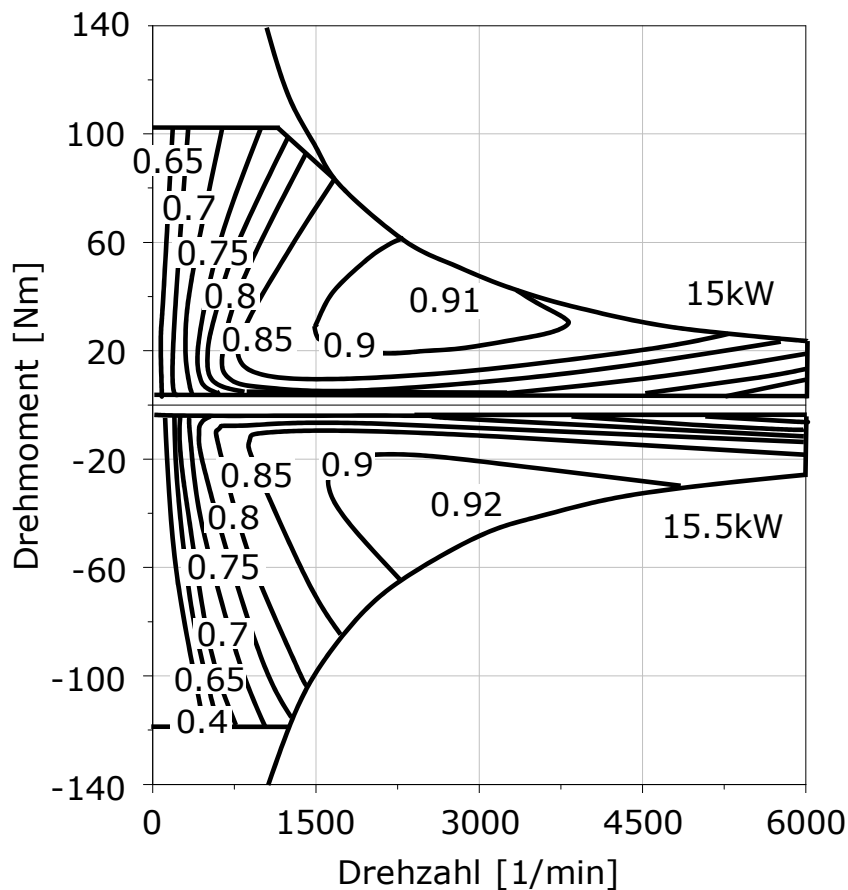


Abbildung 2-7: Wirkungsgradkennfeld einer PMSM mit LE [Beid-09]

<sup>4</sup> IGBT: Insulated Gate Bipolar Transistor

<sup>5</sup> MOSFET: Metal Oxide Semiconductor Field-Effect Transistor

Im Bereich hoher Drehzahlen nimmt der Wirkungsgrad aufgrund von Ummagnetisierungs- und Wirbelstromverlusten im Eisen sowie einer Sättigung des Eisens ab. Im Bereich betragsmäßig hoher Drehmomente nimmt in beiden Quadranten der Wirkungsgrad ab. Es stellen sich hohe Wirkströme ein, die zu hohen Verlusten an den ohmschen Widerständen führen. Im Bereich niedriger Drehzahlen, welcher für den Startvorgang relevant ist, wird das Weicheisen bei seiner Magnetisierung nicht optimal ausgenutzt, weshalb der Wirkungsgrad sinkt. Der wirkungsgradoptimale Bereich für eine Synchronmaschine liegt bei mittleren Drehzahlen und mittleren Strömen respektive mittleren Drehmomenten.

### 2.3. Ottomotorstart in Hybridtriebsträngen

In diesem Abschnitt werden die verschiedenen Startsysteme und Hybridkonfigurationen beschrieben, wobei hinsichtlich des Einflusses auf den Startvorgang differenziert wird zwischen Mikrohybridtriebsträngen, Parallelhybridtriebsträngen, leistungszweigigen Hybridtriebsträngen und seriellen Hybridtriebsträngen. Starts in Konfigurationen mit Anfahrkupplung ohne drehmomenterzeugende Starteinrichtungen (vgl. [Fese-09] Kapitel 2.2.1) werden nicht betrachtet.

#### 2.3.1. Ottomotorstart in mikrohybriden Triebsträngen

Streng genommen ist der Begriff Hybrid in diesem Zusammenhang nicht korrekt. Der Wortstamm Hybrid bedeutet frei aus dem Griechischen übersetzt „von zweierlei Herkunft“ und gibt Aufschluss über die Architektur eines solchen Systems. Nach [Wall-06] mit Verweis auf IEC/TC69<sup>6</sup> „verfügt ein Hybridantrieb über mindestens zwei verschiedene Energiewandler und zwei Energiespeicher, die zu Antriebszwecken eingesetzt werden“. Der Antrieb in Mikrohybriden hingegen besteht ausschließlich aus einem konventionellen Verbrennungsmotor, welcher mit einem zusätzlichen Betriebsmodus, dem Motorstopp, ausgestattet ist. Die Starteinrichtung ist zwar ein elektrisch betriebener Motor, jedoch dient dessen Drehmomentabgabe nicht der Traktion sondern nur dem Verbrennungsmotorstart. Im Folgenden werden die verschiedenen Startmöglichkeiten in Mikrohybriden beschrieben, wobei nach der Starteinrichtung unterschieden wird.

##### Konventioneller Anlasserstart

Der erste elektrische Starter bzw. Anlasser, bereits mit Planetengetriebe und Freilaufkupplung, wurde 1913 von Bosch gebaut [Bosc-02] und seitdem kontinuierlich hinsichtlich Robustheit, Zuverlässigkeit, Kosten, Größe, Gewicht etc. weiterentwickelt. Ein Startvorgang mit einem solchen Starter wird im Rahmen dieser Arbeit aufgrund seiner langen Historie konventioneller Anlasserstart genannt. Der zugehörige konventionelle Startvorgang lässt sich in die Arbeitsphasen: Einspuren, Durchdrehen, Freilaufphase und Ausspuren unterteilen.

Der Startvorgang beginnt mit dem Einspuren des Starterritzels. Vor Beginn des Startvorgangs befindet sich das Starterritzel wenige Millimeter neben dem Anlasserkranz in Ruhestellung. Der Startvorgang beginnt durch das Schließen eines Stromkreises, der das Einrückrelais ansteuert. Ohne Start-Stopp-Automatik erfolgt die Schaltung des

---

<sup>6</sup> International Electrotechnical Commission/Technical Committee

Steuerstroms durch den Zündschlossschalter oder den Startknopf. Das Magnetfeld, das sich in der Relaisspule aufbaut, zieht den Relaisanker an, der dabei das Ritzel über den Einrückhebel gegen den Zahnkranz schiebt. Im Idealfall trifft dabei ein Zahn des Ritzels auf eine Lücke im Zahnkranz. Das Einrückrelais schließt am Ende seines Weges über die Kontaktbrücke einen Hauptstromkreis und der Startermotor beginnt sich zu drehen. Dabei werden über eine Antriebswelle das Ritzel und somit der Anlasserkranz des VM angetrieben. Das geringe Zahnflankenspiel von nur 0,4 mm zwischen Anlasserritzel und -kranz verhindert jedoch in 70 % der Fälle ein kollisionsfreies Einspuren [Bosc-02]: In der Regel stößt ein Zahn des Ritzels gegen einen Zahn des Kranzes und das Ritzel kann ohne Drehung nicht weiter nach vorne geschoben werden. Da der Einrückhebel nicht „fest“ sondern über die Einrückfeder mit der Antriebswelle verbunden ist, kann der Anker des Einrückrelais dennoch weiter eingezogen werden und so den Hauptstromkreis schließen. Der Startermotor beginnt das Ritzel zu drehen und bei einer günstigen Zahn-Lücke-Stellung sorgt die nun gespannte Einrückfeder für ein schnelles Vorschieben des Ritzels, wodurch der Einspurvorgang abgeschlossen wird [Bosc-02].

Nach dem Einspurvorgang bewirkt der Anlasser durch das große Untersetzungsverhältnis zwischen Anlasserritzel und Anlasserkranz ein hohes Drehmoment an der Kurbelwelle. Damit wird die Haftreibung des VM überwunden (Losbrechen) und der Motor beginnt sich zu drehen. Als Gleichstrommotor liefert der Startermotor das höchste Drehmoment im Stillstand, mit steigender Drehzahl nimmt das Drehmoment ab [Nord-01]. Gleichzeitig nimmt das Reibmoment des VM mit steigender Drehzahl zu [Fisc-99], sodass sich eine „Gleichgewichtsdrehzahl“ einstellt, bzw. einstellen würde.

Mit der ersten Einspritzung bzw. Zündung beginnt der Motor selbst Drehmoment zu erzeugen und somit die Drehzahl zu steigern. Dabei kann der Anlasser nicht folgen und wird überholt. Um den Startermotor vor Überdrehzahl zu schützen, wirkt in diesem Fall der (Rollen-)Freilauf und entkoppelt das Anlasserritzel von der Antriebswelle des Startermotors. Bedingt durch die Vollastzündungen während des Startens schnellte die Drehzahl auf bis zu ca. 1.400 1/min und fällt dann langsam auf die Leerlaufdrehzahl ab.

Der Starter wird jedoch nicht erst nach der ersten Zündung überholt, sondern bereits während jeder der Expansionsphasen davor. Die Kurbelwelle wird im Expansionstakt kurzfristig auf eine Drehzahl beschleunigt, der der Starter nicht folgen kann, d.h. der Starter befindet sich währenddessen im Freilauf. Während der Freilaufphase wirkt auf den Starter kein Lastmoment und er nutzt das vom Elektromotor erzeugte Moment für die eigene Beschleunigung, ggf. bis zur Maximaldrehzahl. Während der nächsten Kompression fällt die Drehzahl der Kurbelwelle wieder ab, bis die Freilaufdrehzahl des Anlassers erreicht ist und der Starter Drehmoment auf die Kurbelwelle abgibt.

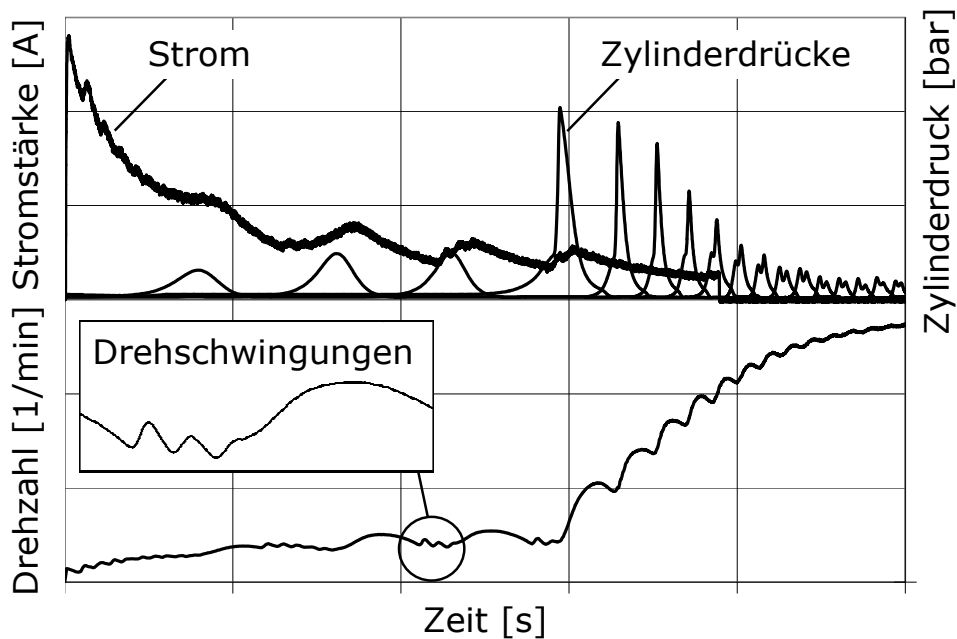


Abbildung 2-8: Startvorgang konventioneller Anlasserstart

Nach Erreichen der Freilaufdrehzahl steigt die Drehzahl der Kurbelwelle sprunghaft an (Drehschwingungen – vgl. Abbildung 2-8). Dies hat zwei Ursachen:

- Durch den wiederhergestellten Kraftfluss wirkt das vom Starter erzeugte Moment wieder auf die Kurbelwelle.
- Beim Wiedereinkuppeln wird der Starter stark abgebremst und er wirkt in diesem Moment wie ein Schwungmasse, die den Zylinder über den OT schleppt. Durch das hohe Übersetzungsverhältnis (i.d.R.  $> 13$ ) ist die (negative) Beschleunigung des Starterläufers enorm. Das dadurch wirksame Drehmoment übersteigt das elektrisch erzeugte Moment um ein Vielfaches.

Das Ergebnis entspricht einem (Dreh-)Stoß, der die Kurbelwelle so stark beschleunigt, dass der Anlasser sofort wieder überholt wird. Dieser Vorgang wiederholt sich mehrmals und führt somit zu einer Drehschwingung des Kurbeltriebs bevor der OT überwunden ist, und sich die nächste Expansionsphase anschließt.

Wird der Steuerstrom des Einrückrelais unterbrochen, so wird der Relaisanker durch die Rückstellfeder im Relais zurückgedrückt. Dadurch wird der Hauptstromkontakt geöffnet und das Ritzel in die Ruhestellung zurückgezogen [Wall-06].

Im Falle eines Change-of-Minds (vgl. 2.1.1) muss beim Einsatz von konventionellen Startern, falls die Drehzahlgrenzen zum Beschleunigen durch Wiedereinsetzen der Verbrennung unterschritten wird, bis zum Motorstopp gewartet werden, bis der Einspurvorgang stattfinden kann. Es kann nicht in den noch drehenden Motor eingespurt werden. So führt dieser Fall zu einer Verzögerung des Wiederstarts.



Der konventionelle Anlasserstart hat die folgenden Eigenschaften:

- Vergleichsweise unangenehmes Geräusch („Anlasserleiern“) durch das Durchlaufen der Kompressions- und Expansionsphasen
- Lange Startdauer bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl
- Starke Belastung des 12V-Bordnetzes durch hohe Kurzschlussströme bei Start (bis zu  $>700\text{A}$ )
- Niedrigdrehzahlstart (Konsequenzen vgl. Kapitel 5.5)
- Technisch ausgereiftes System mit großen Stückzahlen und entsprechend geringen Kosten
- Herkömmliche Starter müssen aus Bauteilfestigkeitsgründen an die steigenden Belastungen im Start-Stopp-Betrieb angepasst werden (größere Anzahl an Startvorgängen)

### Riemenstartergeneratorstart

Alternativ zum Startaggregat auf der Abtriebsseite des VM kann die Starteinrichtung auf der entgegengesetzten Seite im Riemen installiert werden – s.g. Riemenstartergenerator (RSG). Die E-Maschine wird dabei als Synchronmaschine und nicht wie beim konventionellen Anlasserstart als Gleichstrommaschine ausgeführt. Die Synchronmaschine wird sowohl als Starter als auch als Generator eingesetzt und wie in 2.2 beschrieben von einer Leistungselektronik mit einem hier i.d.R. pulsweitenmodulierten 3-Phasen-Signal angesteuert. Sie besitzt je nach Anwendung eine Leistung von etwa 2 kW [Knot-08]. Die aktuellen Systeme arbeiten auf Ebene eines 12 V-Bordnetzes. Durch die Integration eines solchen Aggregats in den Riementrieb entstehen geänderte Anforderungen an dessen Auslegung. Ein in der Serie ohne RSG eingesetzter Riementrieb ist nicht geeignet [Knot-08].

Neben den erhöhten mechanischen Belastungen und Dämpfungsanforderungen für das Spannsystem treten höhere Zugkraft-, Biegewechsel- und Verschleißbeanspruchungen für den Riemen selbst sowie höhere Lagerkräfte an den Spann- und Umlenkrollen auf, welche bei der Konstruktion berücksichtigt werden müssen [Bogn-03]. Mercedes-Benz beispielsweise vergrößert aus diesen Gründen an der Kurbelwelle den Bereich, welcher vom Riemen umschlossen wird. Zudem wird der Riemen um eine Rippe verbreitert und die Riemenspannung mit Hilfe eines hydraulischen Riemenspanners erhöht. Letzteres erfordert eine Verstärkung der Lager der beteiligten Komponenten [Knot-08].

Der RSG befindet sich permanent im Eingriff und kann deshalb ohne Einspurvorgang Drehmoment zum Beschleunigen der Kurbelwelle abgeben, was im Vergleich zum konventionellen Anlasserstart Vorteile im Change-of-Mind bringt, da der RSG bereits vor

dem Motorstopp die Kurbelwelle wieder beschleunigen kann. Dem Fahrerwunsch nach schneller Drehmomentverfügbarkeit (vgl. 2.1.1) kann schneller entsprochen werden, als beim konventionellen Anlasserstart. In Abbildung 2-9 ist ein exemplarischer RSG-Startvorgang dargestellt.

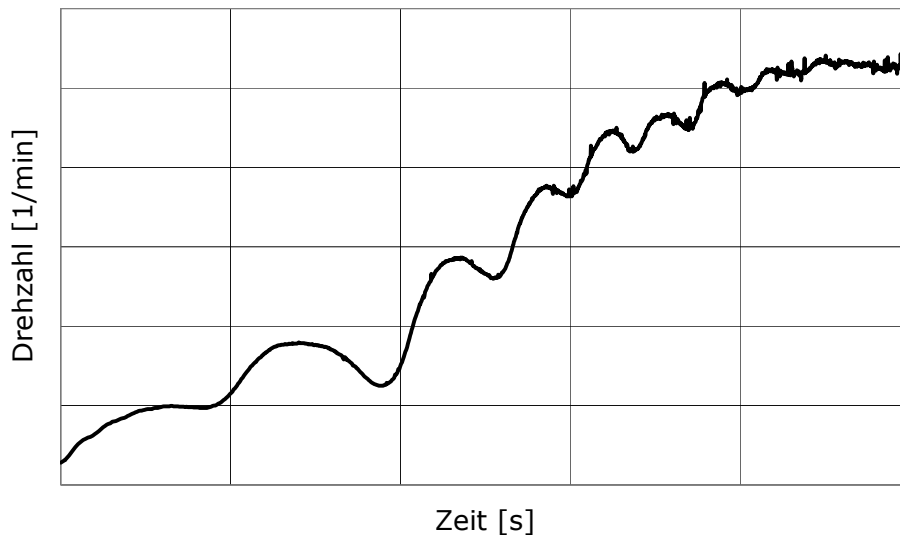


Abbildung 2-9: Startvorgang Riemenstartergeneratorstart

Im Unterschied zu Abbildung 2-8 (konventioneller Anlasserstart) sind keine freilaufinitiierten Drehschwingungen in den Kompressionsphasen erkennbar. Der RSG gibt sein Startmoment kontinuierlich über den Riemen auf die Kurbelwelle ab, wobei die Drehzahlungleichförmigkeiten aus den Kompressions- und Expansionsphasen und den korrespondierenden Gaswechsellmomenten resultieren.

Der Riemengeneratorstart hat die folgenden Eigenschaften:

- Geringe Geräuschemission
- Permanent im Eingriff
- Aufwand und Kosten für RSG, LE und Änderungen im Riementrieb im Vergleich zum konventionellen Starter hoch
- Niedrigdrehzahlstart (Konsequenzen vgl. Kapitel 5.5); Bei höherer RSG-Leistung prinzipiell auch Hochdrehzahlstarts möglich
- Schnellerer Motorstart als bei konventionellem Anlasserstart [Kram-05]

## Direktstart

Bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung kann bei stehendem Motor Kraftstoff direkt in den Brennraum eingespritzt und gezündet werden, um aus dem Stillstand auf direktem Wege zu starten [Kulz-06]. Dabei wirkt kein externes Drehmoment einer Starteinrichtung auf die Kurbelwelle. „Durch den Druckanstieg als Folge der Gemischverbrennung wird die Kurbelwelle in Rotation versetzt und leitet so den anlasserlosen Startvorgang des Motors ein“ [Kram-05]. Grundsätzlich wird nach [Gerh-03] und [Kulz-06] zwischen dem „einfachen Direktstart“ und dem „erweiterten Direktstart“ unterschieden. Beim einfachen Direktstart wird in den aus der aktuellen Stopposition des VM nächsten Expansionszylinder eingespritzt und verbrannt (Abbildung 2-10). Die Kurbelwelle dreht in Motordrehrichtung an, wobei die Energiezufuhr aus der ersten Verbrennung groß genug sein muss, um die mit der Kurbelwellenrotation verbundene Reibungsarbeit und Kompressionsarbeit zu überwinden und den VM über seinen nächsten oberen Totpunkt (OT) zu drehen [Kram-05], so dass die nächste Verbrennung stattfinden kann und der VM weiter bis zu seiner Leerlaufdrehzahl beschleunigt wird.

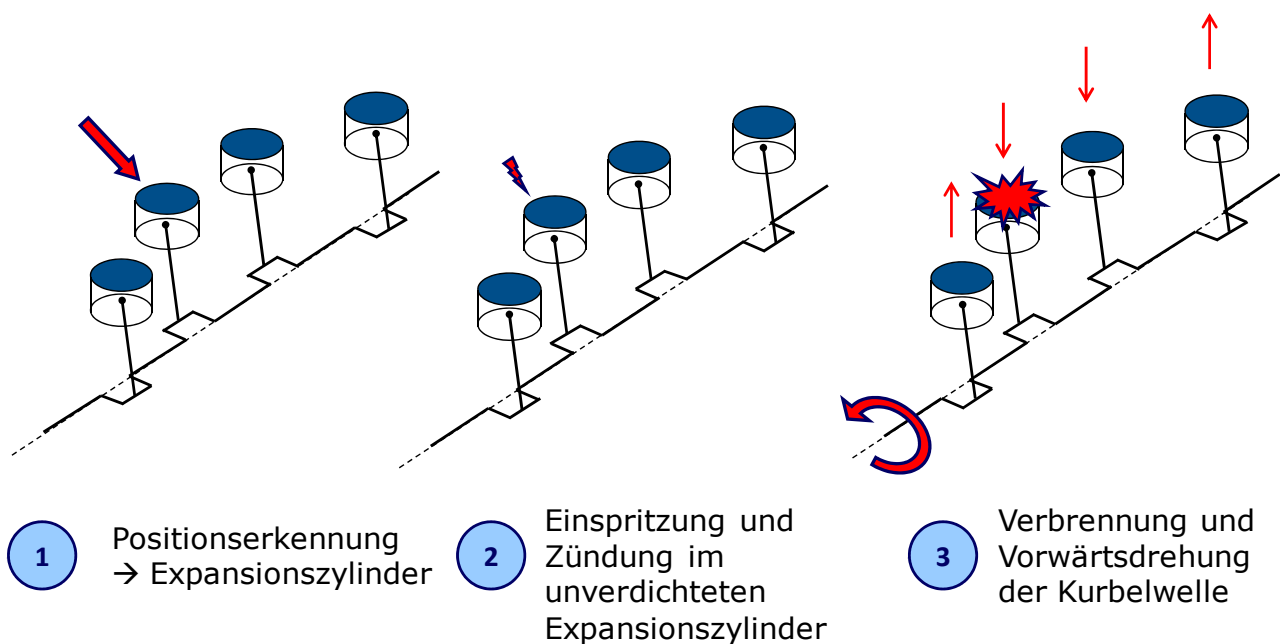


Abbildung 2-10: Einfacher Direktstart (angelehnt an [Kulz-06])

Beim erweiterten Direktstart wird nicht in den aus der Stopposition nächsten Expansionszylinder sondern in den Kompressionszylinder eingespritzt (Abbildung 2-11). Es folgt ein Drehen der Kurbelwelle entgegen der Drehrichtung des Motors. Die Füllung des Expansionszylinders wird verdichtet. Bevor der OT dieses nun komprimierenden Zylinders erreicht ist, wird in diesen Kraftstoff eingespritzt und gezündet. Es resultiert eine Drehrichtungsänderung. Der VM dreht in seine eigentliche Drehrichtung. Die energetischen Anforderungen an die erste, rückdrehende Verbrennung des erweiterten Direktstarts sind geringer als die an den einfachen Direktstart, da der OT des folgenden Zylinders nicht überwunden werden muss. Die Rückdrehung und damit Verdichtung

der Füllung des eigentlichen Expansionszylinders sorgt für eine Erhöhung der indizierten Arbeit, da bei vergleichsweise hohem Druckniveau verbrannt werden kann. Damit steigt der Starterfolg, welcher durch das Überwinden des nächsten OTs erreicht wird.

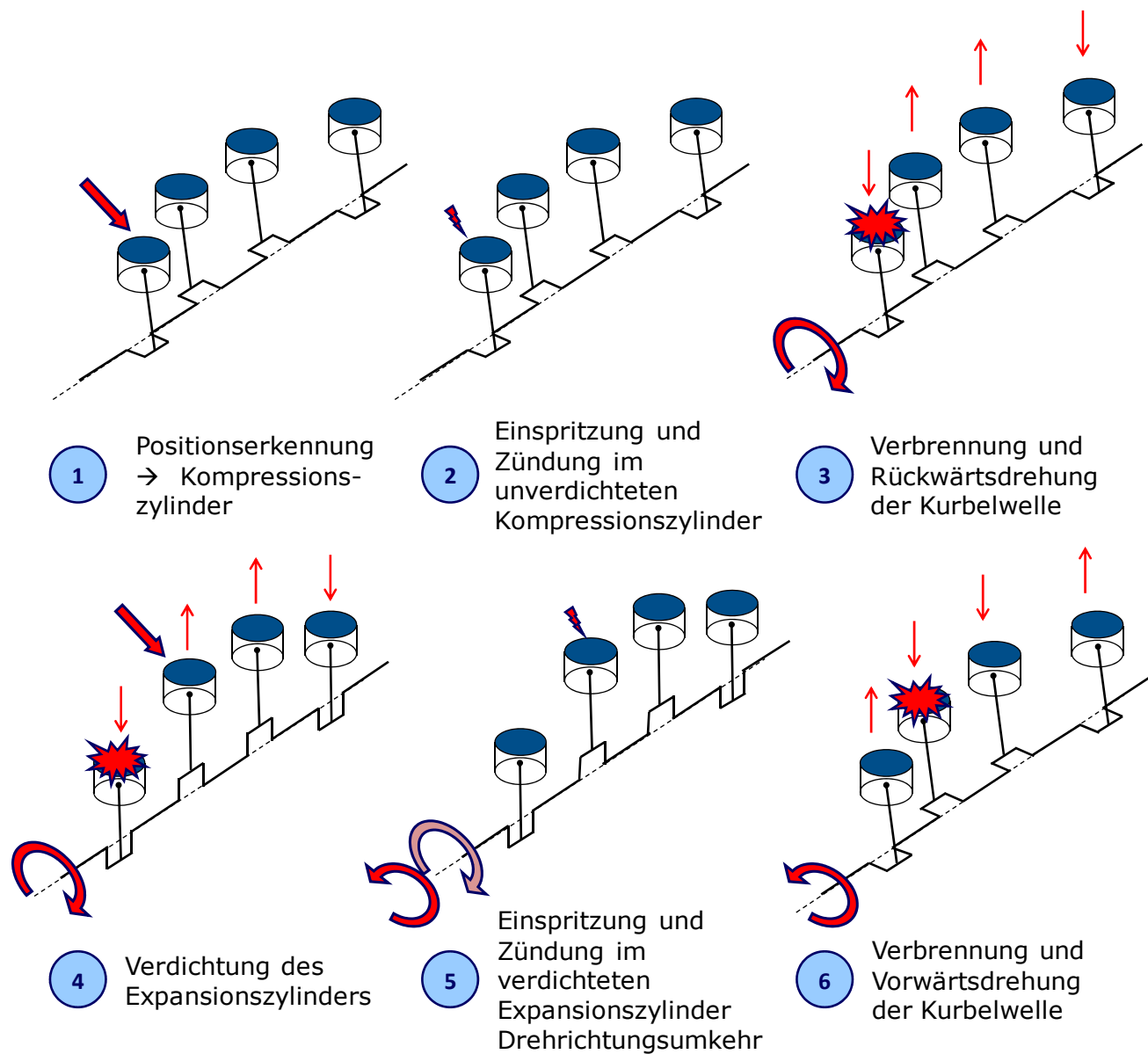


Abbildung 2-11: Erweiterter Direktstart (angelehnt an [Kulz-06])

In [Kulz-06] wurden beide Startarten (einfacher und erweiterter Direktstart) an einem Demonstrator umgesetzt und untersucht mit dem Ergebnis, dass es innerhalb eines bestimmten Motortemperaturbereichs möglich ist, den VM ohne Startunterstützung selbsttätig zu starten. Dort heißt es dennoch: „Die Anforderungen an die Startzuverlässigkeit über den gesamten Motortemperaturbereich können aufgrund physikalischer und thermodynamischer Randbedingungen ohne zusätzliche motorische Hilfsmaßnahmen nicht erfüllt werden“. Als limitierende Faktoren für die Startzuverlässigkeit wurden die eingeschränkte Steuerbarkeit des Motorauslaufs in eine definierte Zielposition sowie das zu kleine Verbrennungsmoment bei hohen Motortemperaturen auf-



Die Eigenschaften des starterunterstützten Direktstarts sind:

- Hundertprozentige Startsicherheit
- Kurze Startdauer
- Geräuscharm, da der Starter im Idealfall nur eine Kompression unterstützt
- Kosten ähnlich einem konventionellen Anlasserstart
- Starke Belastung des 12V-Bordnetzes durch hohe Kurzschlussströme bei Start (bis zu  $>700\text{A}$ )
- Herkömmliche Starter müssen aus Bauteilfestigkeitsgründen an die steigenden Belastungen im Start-Stopp-Betrieb angepasst werden (größere Anzahl an Startvorgängen)

### 2.3.2. Ottomotorstart in Parallelhybridtriebsträngen

In Parallelhybridtriebsträngen können VM und EM parallel die Räder antrieben, was die Möglichkeit bietet, je nach Konzept rein verbrennungsmotorisch, rein elektrisch oder kombiniert zu fahren. Je nach Anordnung haben sich die Bezeichnungen  $P_x$  etabliert [Brae-07]. P steht in diesem Zusammenhang für Parallelhybrid und x bezeichnet die Lage der EM im Triebstrang, wobei vier Positionen üblich sind:

- P1 bezeichnet die Position direkt am VM. Die EM ist drehfest mit dem VM verbunden
- In P2-Lösungen ist die EM durch eine Kupplung vom VM getrennt.
- In P3-Lösungen sitzt die EM hinter dem Getriebe.
- P4 bezeichnet die Position der EM an einer separaten, nicht vom VM angetriebenen Achse (Allradkonzept).

Im Folgenden werden ausschließlich die Parallelhybride P1 und P2 behandelt. Der Start-Stopp-Betrieb in P4-Hybriden ist aufgrund der mechanischen Trennung durch die Elektrifizierung der zweiten Achse wie in einem Mikrohybriden darzustellen und wird deswegen bereits durch Kapitel 2.3.1. beschrieben. In P3-Hybriden ähneln die Randbedingungen für den Start-Stopp-Betrieb denen eines P2-Hybriden. Die EM sitzt lediglich auf der anderen Seite des Getriebes, was höhere Drehmomente von der E-Maschine fordert, da diese die Drehmomentwandlung des Getriebes nicht nutzen kann. Es resultiert ein großer EM-Durchmesser und damit großer Bauraumbedarf, zur Darstellung von hohen EM-Momenten. P3-Hybride erlauben die komforterhöhende Erhaltung der Zugkraft bei Getriebebeschaltvorgängen.

Parallelhybride besitzen Vorteile hinsichtlich ihrer Kosten im Vergleich zu leistungsverzweigten und seriellen Hybriden. Verbrennungsmotor und Getriebe können je nach Ausführung von den nichthybridisierten Varianten des entsprechenden Fahrzeugs übernommen werden, womit bei diesen Bauteilen die vorhandenen Skaleneffekte durch hohe Stückzahlen genutzt werden können. Die Architektur eines P1-Hybriden (ohne Kupplung) und P2-Hybriden (mit Kupplung) ist in Abbildung 2-13 dargestellt.

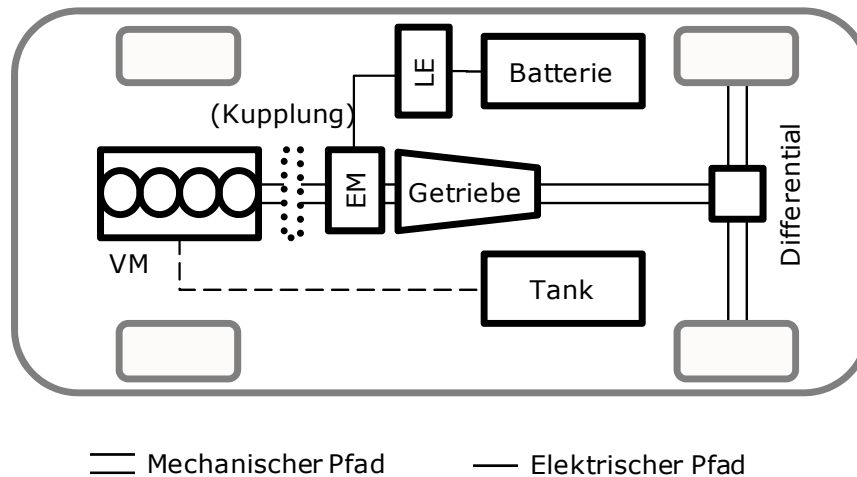


Abbildung 2-13: Parallelhybrid

Parallelhybridtriebstränge sind sowohl als Mild-, als auch als Vollhybride darstellbar. In Mild-Hybriden in Parallelausführung können die folgenden Betriebsarten dargestellt werden: Start-Stopp-Betrieb, Bremsenergierückgewinnung (Rekuperation), Beschleunigungsunterstützung (s.g. Boosten) sowie die eingeschränkte Möglichkeit des elektrischen Fahrens bei mitgeschlepptem Verbrennungsmotor. Die elektrischen Leistungen bleiben bei Mildhybriden im Leistungsbereich unter 20kW.

Vollhybride werden als P2-Lösung ausgeführt und besitzen durch die Kupplung zwischen VM und EM und die damit verbundene mechanischen Trennbarkeit der Aggregate die Möglichkeit, rein elektrisch ohne Schleppverluste des VM zu fahren. Des Weiteren ist eine volle Rekuperation ohne Schleppverluste möglich [Brae-07]. Sowohl Leistung als auch Batteriekapazität sind i.d.R. größer als bei den Parallel-Mild-Hybriden.

In einem P2-Vollhybriden kann neben dem Schlüsselstart und initialen Anlassen ein Wiederstart aus den Zuständen Fahrzeugstillstand, der elektrischen Fahrt oder aus dem Motorauslauf heraus stattfinden. Der VM-Start kann dabei entweder fahrerinitiiert oder fahrzeugsysteminitiiert geschehen. In hybriden Triebsträngen besteht die Möglichkeit zwischen den Startanforderungen zu unterscheiden und die unterschiedlichen Anforderungen aus fahrerinitiierten Starts und fahrzeugsysteminitiierten Starts umzusetzen (vgl. Abschnitt 5.6).

### Start im P1-Hybridtriebstrang

Der Startvorgang im P1-Triebstrang wird über die drehfest mit dem VM verbundene E-Maschine realisiert. Der EM-Stator ist i.d.R. am Kurbelgehäuse des VM verbaut, während der Rotor konzentrisch auf dem Kurbelwellenflansch montiert ist. Der konventionelle Starter sowie sein Anlasserzahnkranz entfallen. Die E-Maschine, in dieser Konfiguration auch als Integrierter Starter Generator (ISG) bezeichnet, ersetzt das Schwungrad, so dass auch dieses entfallen kann. An den ISG schließt ein Automatikgetriebe an, welches entweder in Form eines stufenlosen CVT<sup>7</sup>-Getriebes oder eines Stufenautomatgetriebes ausgeführt wird. Aktuelle Vertreter dieser Bauart sind die Fahrzeuge Honda Civic Hybrid und Honda Insight (beide CVT-Getriebe - vgl. Kapitel 4.1) sowie Mercedes-Benz S400h (7-Gang-Stufenautomatgetriebe).

Bei allen Startanforderungen in allen Situationen wird der Startvorgang im P1-Konzept über den ISG realisiert. Es kann sowohl im Hochdrehzahlstart als auch in Niedrigdrehzahlstart gestartet werden. Honda hat erstmalig die Möglichkeit realisiert, rein elektrisch bei geringer Leistungsanforderung in einem P1-Hybriden zu fahren und den Verbrennungsmotor mitzuschleppen, wobei über eine Ventilverstellung die Schleppleistung verringert werden kann [Brae-07].

### Start im P2-Hybridtriebstrang

Die Möglichkeit der rein elektrischen Fahrt ohne Motorschleppverluste sorgt im P2-Hybridtriebstrang bei offener Trennkupplung für das Problem, dass der Verbrennungsmotor nicht über die antreibende E-Maschine gestartet werden kann, da diese bereits im Kraftfluss zum Abtrieb steht. Der VM muss von einer Starteinrichtung gestartet und auf seine Leerlaufdrehzahl gebracht werden, so dass er Drehmoment abgeben kann.

Die Wahl der Zustarteinrichtung wird in der Parallelarbeit [Fese-09] ausführlich untersucht. Die in Frage kommenden Starteinrichtungen und ihre Positionen sind in Abbildung 2-14 dargestellt.

---

<sup>7</sup> Continuously Variable Transmission



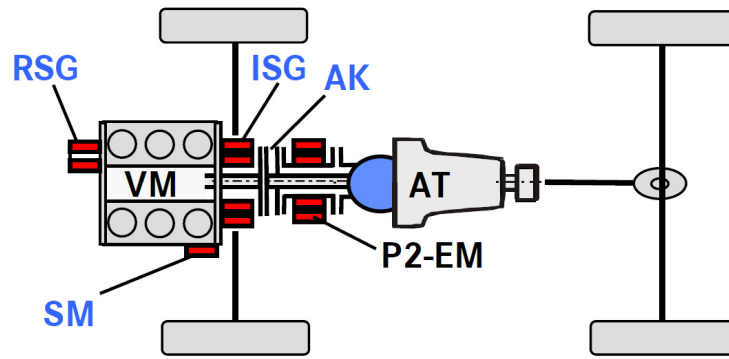


Abbildung 2-14: P2-Hybrid mit verschiedenen Zustarteinrichtungen [Fese-09]

Die möglichen Zustarteinrichtungen sind bis auf die Anfahrkupplung in den Kapiteln 2.2 und 2.3.1 dargestellt. Ihr Einsatz in einem P2-Hybriden wird in Kapitel 2 in [Fese-09] ausführlich erläutert, weshalb sie an dieser Stelle der Vollständigkeit halber erwähnt, jedoch nicht beschrieben werden:

- RSG: Riemenstartergenerator (vgl. 2.3.1)
- SM: Startermotor (Anlasser - vgl. 2.3.1)
- ISG: Integrierter Startergenerator (vgl. 2.2)
- AK: Anfahrkupplung
- Direktstart

In Abhängigkeit der Zustarteinrichtung ist der Startvorgang entweder als Hochdrehzahlstart oder als Niedrigdrehzahlstart darstellbar.

### 2.3.3. Ottomotorstart in leistungsverzweigten Hybridtriebsträngen

Leistungsverzweigte Hybride, auch als Mischhybride [Wall-06] bezeichnet, stellen eine Kombination aus serielllem und parallelem Leistungsfluss dar, wobei die Gestaltung der Elemente VM, Getriebe, Kupplungen etc. vielfältig ist. Nach [Brae-07] zeichnen Mischhybride durch folgende Ausprägungen aus:

- Zumindest mit einem Teil der VM-Leistung kann direkt angetrieben werden.
- Mit einer Leistungsverzweigung können stufenlos variable Getriebe dargestellt werden.

Beispiele für Leistungsverzweigte Hybride sind die Hybridtriebstränge des Toyota Konzerns (z.B. Lexus RX 400h – vgl. Kapitel 4.1 oder Toyota Prius) oder der Two-Mode-Hybrid des Konsortiums aus Mercedes, BMW und GM.

Abstrahiert ist ein leistungsverzweigter Hybridtriebstrang in Abbildung 2-15 dargestellt. Auffällig sind die beiden E-Maschinen und das Summiergetriebe, welches die mechanischen Energieflüsse der beiden E-Maschinen und des VM je nach Betriebsanforderung und konstruktiver Ausführung des Triebstrangs zusammenführt und schließlich auf den Abtrieb überträgt.

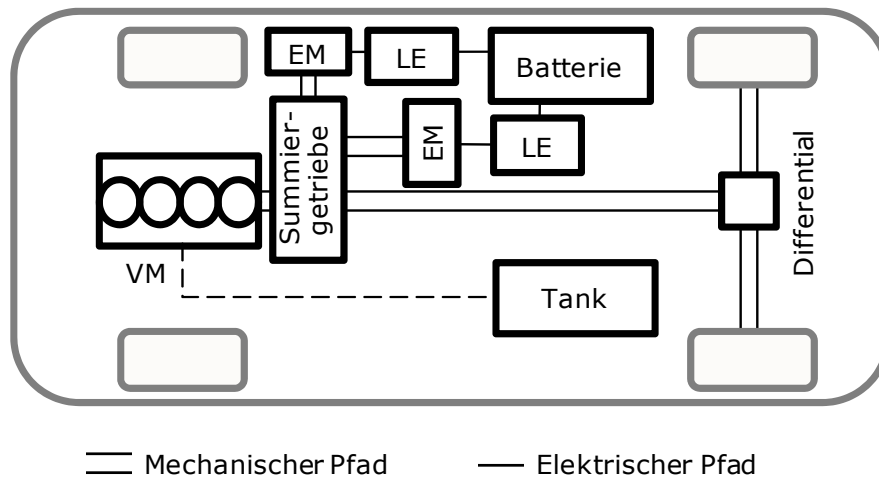


Abbildung 2-15: Leistungsverzweigter Hybrid

Der Verbrennungsmotorstart wird je nach Triebstrangkonfiguration über eine der beiden E-Maschinen realisiert, wobei das Zusammenspiel aus beiden E-Maschinen im Start davon abhängt, ob aus dem Fahrzeugstillstand oder der E-Fahrt gestartet wird. Des Weiteren sind verschiedene Getriebelösungen denkbar. So kann es je nach Ausführung nötig sein, Stützmomente durch eine der EM auch im Start auf die Planetensätze im Summiergetriebe aufzuprägen, was das System verkompliziert und in manchen Betriebszuständen einen hohen elektrischen Leistungsfluss und damit eine große Dimensionierung der E-Maschinen und Leistungselektroniken zur Folge hat. Der Startvorgang des Verbrennungsmotors kann sowohl als Niedrigdrehzahlstart als auch als Hochdrehzahlstart ausgeführt werden.

### 2.3.4. Ottomotorstart in seriellen Hybridtriebsträngen

Der Antrieb in seriellen Hybriden erfolgt immer rein elektrisch. Die elektrische Energie wird an Bord von einem Verbrennungsmotor mit Generator erzeugt, wobei eine Batterie als Energiepuffer zwischen der generatorischen EM und der motorischen EM installiert ist. Die Batterie sorgt in ihrer Pufferfunktion dafür, dass der VM unabhängig von der aktuellen Fahraufgabe entweder wirkungsgradoptimal oder emissionsoptimal betrieben werden kann. Mit solchen Konzepten können rein elektrische Reichweiten dargestellt werden, in denen der Verbrennungsmotor im Stillstand bleibt. Die Länge der elektrischen Reichweite richtet sich dabei nach der Batteriegröße / nach dem Energieinhalt der Batterie. Das serielle Hybridkonzept ist in Abbildung 2-16 dargestellt.

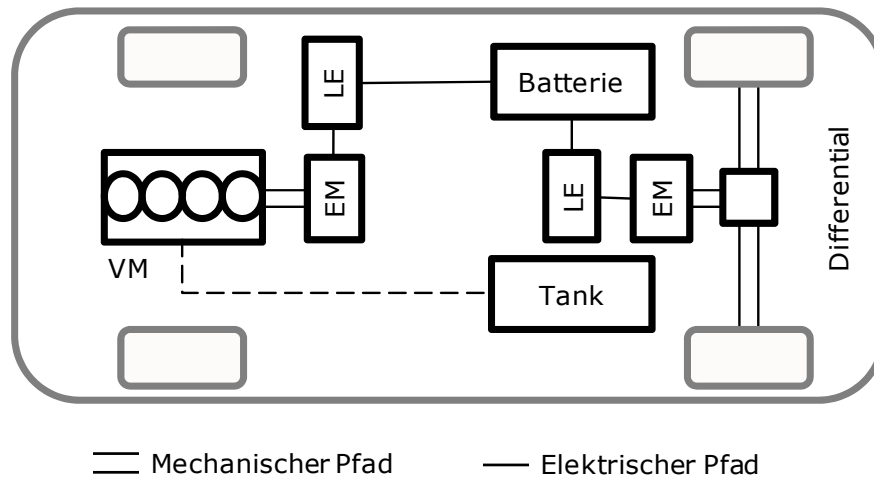


Abbildung 2-16: Serieller Hybrid

Der Verbrennungsmotor dient in Fahrzeugen mit größeren elektrischen Reichweiten als s.g. Range-Extender und wird nur zugeschaltet, wenn es der Batteriestand erfordert. Im Zuge der Elektrifizierung von Fahrzeugantrieben werden verschiedene Fahrzeugkonzepte mit Range-Extender-Konzept entwickelt und wie z.B. der Chevrolet Volt bzw. Opel Ampera auch in 2010 bzw. 2011 als s.g. Plug-In-Hybrid in Serie gehen. Plug-In-Hybride besitzen die Möglichkeit, über das Stromnetz die Batterie zu laden.

Der Verbrennungsmotorstart in seriellen Hybriden, unabhängig ob Range-Extender oder Fahrzeuge mit geringerer Batteriekapazität, ist identisch jenem in einem P1-Triebstrang. Die generatorische EM ist drehfest mit dem VM verbunden und wird für den Startvorgang motorisch betrieben. Es können sowohl Niedrigdrehzahlstarts als auch Hochdrehzahlstarts umgesetzt werden, wobei in diesem Triebstrang alle Startvorgänge fahrzeugsysteminitiiert sind, was zur Folge hat, dass der Startvorgang möglichst komfortabel und unmerklich geschehen sollte.

### 2.4. Unterschied Diesel-Otto im Start-Stopp-Betrieb

Die wesentlichen Unterscheidungsmerkmale von Diesel- zu Ottomotor sind: Das Brennverfahren (Selbstzündung) und die damit verbundenen hohen Verdichtungsverhältnisse, Zylinderspitzendrücke und daraus resultierend höheren Gaswechsellmomente. Nach [Gerh-09] ist mit etwa der doppelten Amplitude des Gaswechsellmoments zu rechnen. Damit verbunden ist eine größere Schwingungsanregung des Aggregats und ein unkomfortablerer Startverlauf (vgl. 5.4). Die in 5.5.4 und 5.6.3 beschriebene ideale Kompensation des Gaswechsellmoments zur Komfortsteigerung erfordert laut [Gerh-09] ein EM-Drehmoment von 400 Nm und ist damit in den allermeisten Hybridtriebsträngen nicht darstellbar. Der Zylinderdruck ist aufgrund der Selbstzündung des Diesels und der entsprechend notwendigen Kompression nicht z.B. durch Drosselmaßnahmen zu senken. Der Ottomotor bietet hier aufgrund seiner Quantitätsregelung die Möglichkeit zur s.g. Saugrohrevakuierung, was in einer geringeren Zylinderfüllung und damit geringeren Aggregatvibration (vgl. 5.4) resultiert. Der Ottomotor ist dem Dieselmotor demnach hinsichtlich Komfortoptimierung im Start-Stopp-Betrieb überlegen.

Die Startarten Direktstart und starterunterstützter Direktstart in seiner Ausprägung als Fast Quick Start (vgl. [Fese-09] Kapitel 5.3.2.1) sind dem Ottomotor mit Direkteinspritzung vorbehalten [Kram-05]. Aufgrund des Prinzips der Selbstzündung kann der Dieselmotor den in eine stehende Luftsäule eingespritzten Kraftstoff nicht entzünden.

Die Abgasnachbehandlung am Dieselmotor ist zum einen aufgrund seiner Partikelemission zum anderen wegen des Betriebs mit Sauerstoffüberschuss und der daraus resultierenden komplexen Entstickung des Abgases aufwändiger als die ottomotorische Abgasnachbehandlung [Zele-06]. Erschwerend kommt hinzu, dass die Abgastemperatur beim Dieselmotor aufgrund des Brennverfahrens und der Qualitätsregelung geringer ist als beim Ottomotor. Ein Auskühlen des Abgasnachbehandlungssystems aufgrund von Motorstillstandsphasen hätte entsprechend größeren Einfluss auf das Einhalten des Zieltemperaturbereichs. Rücker [Rück-08] zeigt, dass dieser Temperaturbereich beim Dieselmotor im NEDC eingehalten werden kann. In [Spur-08] wird für einen Dieselmotor gezeigt, dass das Temperaturniveau im Oxidationskatalysator in den Motorstoppphasen weniger stark fällt als bei konventionellem Betrieb, wenn der vergleichsweise kalte Abgasmassenstrom im Leerlauf das Abgasnachbehandlungssystem auskühlt. Es ist zu erwarten, als könnte hier die übliche, aktuelle Abgasnachbehandlungstechnologie des Dieselmotors respektive des Ottomotors im Start-Stopp-Betrieb eingesetzt werden, um die entsprechenden Emissionsziele zu erreichen (vgl. 2.1.4).

Aufgrund der prinzipbedingt höheren Verdichtung und des daraus resultierenden höheren Gaswechsellmomentes hat sich bewährt, Dieselmotoren mit einer höheren Schwungradmasse auszustatten [Dubb-07]. Das höhere Gaswechsellmoment führt in

Verbindung mit der höheren Schwungmasse in einem Hochdrehzahlstart (geschleppt) bei gleicher Startleistung zu einer längeren Startdauer, als sie ein vergleichbarer Ottomotor bräuchte. Um auf die gleiche Startzeit zu kommen, wäre eine Leistungssteigerung der EM nötig. Es müsste mit höherem Drehmoment gestartet werden.

Das Potenzial der Kraftstoffeinsparung durch Start-Stopp ist bei Ottomotoren aufgrund ihres höheren Leerlaufverbrauchs größer als bei Dieselmotoren ([Hohe-06c], [Gerh-09]). Die Leerlaufverbräuche von Diesel und Ottomotoren sind in Abbildung 2-17 dargestellt. Nach [Hohe-06c] könnte mit Ottomotoren bis zu 60% mehr Einsparung durch Motorstopp im Fahrzeugstillstand erzielt werden als bei vergleichbaren Dieselmotoren. Als Grund hierfür werden die hohen Drosselverluste des Ottomotors gerade im Leerlaufbetrieb genannt.

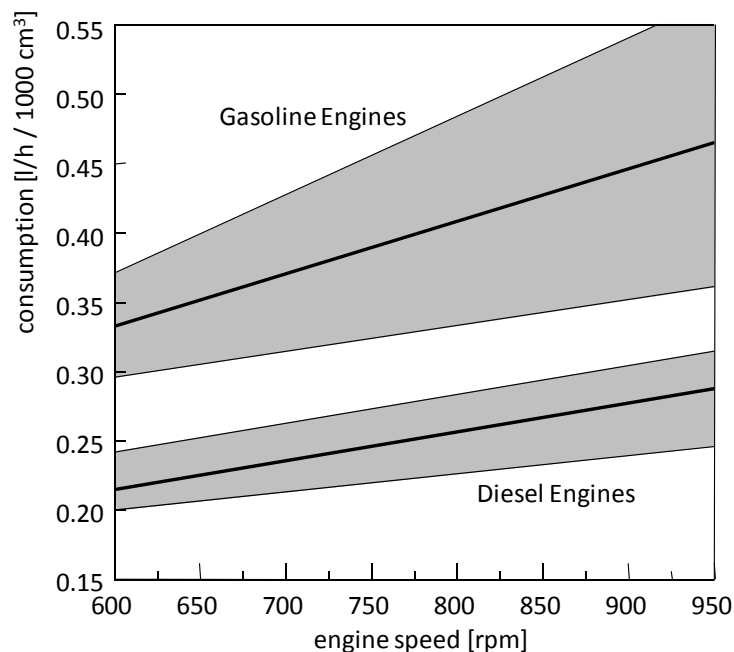


Abbildung 2-17: Leerlaufverbrauch von Diesel- und Ottomotoren [Hohe-06c]

Zusammengefasst kann gesagt werden, dass der Dieselmotor aufgrund seines geringeren Leerlaufverbrauchs ein geringeres Einsparpotenzial bietet. Er ist schwieriger auf das Komfortniveau eines Ottomotors zu bringen, besitzt bei gleicher Startleistung eine längere Startdauer und benötigt die wesentlich aufwändigere Abgasnachbehandlungstechnologie, welche geringeren Abgastemperaturen ausgesetzt ist als jene eines Ottomotors. Zudem sind besondere Startarten wie Direktstart und seine Derivate nicht am Dieselmotor umsetzbar.



### 3. Umfang und Ziel der Arbeit

Die Diversifizierung des Antriebsstrangs von Personenkraftwagen wird in den nächsten Jahren voranschreiten, wobei der Verbrennungsmotor aktuellen Studien und Experten nach zu urteilen die bestimmende Antriebsquelle bleiben wird ([Stein-08], [Greb-08], [Aral-09], [Shell-09]). Im Rahmen der Diversifizierung wird die Anzahl an hybridisierten Fahrzeugen in verschiedenen Triebstrangausprägungen zunehmen. Eine Gemeinsamkeit aller Ausprägungen ist die Umsetzung eines Motor-Start-Stopp-Betriebs, von welchem ein großer Teil der zu erwartenden CO<sub>2</sub>-Einsparung kommt (vgl. Kapitel 1).

Der bevorzugt eingesetzte Verbrennungsmotor wird in Hybridtriebsträngen fremdgezündet sein, da der Einsatz von Dieselmotoren in Hybriden die Komplexität und Kosten, vor allem wegen der aufwändigen Abgasnachbehandlung, stark steigern würde [Hohe-06c]. Weitere Nachteile sind die NO<sub>x</sub>-Emission sowie die mit Dieselmotoren verbundenen NVH-Probleme aufgrund der hohen Verdichtung und der hohen Zylinder-spitzendrücke. Zudem besitzt der Dieselmotor im Vergleich zum Ottomotor einen besseren Wirkungsgrad im Teillastbereich, was das Einsparpotenzial durch Lastpunktanhebung geringer ausfallen lässt.

Hybridisierte Ottomotoren werden demnach an Marktanteil gewinnen, was die detaillierte Untersuchung der Einflussmöglichkeiten auf den Start-Stopp-Betrieb rechtfertigt. Dazu wird in dieser Arbeit zunächst eine Analyse der subjektiven Wahrnehmung von Start-Stopp-Systemen an Ottomotoren im Probandenversuch durchgeführt. Diese Untersuchung soll Aufschluss über die Akzeptanz des Start-Stopp-Betriebs geben und Verbesserungspotenziale aufdecken. Sie zielt auf verschiedene Hybridisierungsgrade von Fahrzeugen ab und beinhaltet auch die Analyse von Mikrohybriden.

Der Schwerpunkt der Arbeit ist die Untersuchung und Optimierung des Startvorgangs von hybridisierten Ottomotoren. Dieser Hybridstart wird an einem für diesen Zweck aufgebauten Prüfstand bestehend aus 4-Zyl.-Ottomotor und E-Maschine in P1-Konfiguration untersucht wobei der Fokus der Untersuchung auf dem Startkomfort liegt (vgl. 2.1.1). Damit die Vibrationen des Aggregats am Motorenprüfstand vergleichbar jenen im Fahrzeug sind, ist die Anforderung an den Aufbau, diesen möglichst fahrzeugnah zu gestalten. Es wird eine Methode zur Messung und Bewertung der Startvorgänge am Prüfstand entwickelt. Unterstützend zum experimentellen Teil der Untersuchungen wird die Aggregatschwingung im Start-Stopp-Betrieb in einem Simulationsmodell abgebildet, anhand dessen zum einen die mechanischen Zusammenhänge der Aggregatschwingung im Start dargestellt werden sollen (Erkenntnisgewinn) und zum anderen Startvorgänge simuliert werden, welche nicht experimentell am Motorenprüfstand darstellbar sind.

Der Hybridmotorenprüfstand bietet die Möglichkeit Reibungsuntersuchungen auch unterhalb der Leerlaufdrehzahl durchzuführen und zudem den Einfluss der Batterietechnologie bzw. des Batteriealters auf den Startvorgang zu untersuchen. Diese Nebenuntersuchungen werden zusätzlich geleistet.

Über die Einflussmöglichkeiten auf den Startvorgang werden ein fahrerinitiiertter Start und ein fahrzeugsysteminitiiertter Start für den zugrunde liegenden Prüfstands Aufbau optimiert und schließlich mittels einer Betrachtung der Wirkungsgradkette des Hybridsystems bezüglich der benötigten Startenergiemengen bilanziert. Die Ergebnisse der Arbeit sind als Prinzipuntersuchungen zu verstehen und gelten gleichermaßen für die Hybridtriebstrangkonfigurationen: P1-Parallelhybrid, P2-Parallelhybrid falls eine zweite EM als Startaggregat verbaut wird, leistungsverzweigter Hybrid und serieller Hybrid.

Die Erkenntnisse aus dieser Arbeit finden Verwendung in der Parallelarbeit [Fese-09], welche die Startmöglichkeiten im P2-Hybriden untersucht und vergleicht. Dort wird im Detail ein startergestützter Direktstart umgesetzt, optimiert und schließlich mit den in dieser Arbeit optimierten Startvorgängen verglichen, so dass eine Empfehlung für die Auswahl der Starteinrichtung im P2-Hybriden ausgesprochen werden kann.



## 4. Untersuchung der subjektiven Wahrnehmung von Start-Stopp-Systemen

Dieses Kapitel befasst sich mit der Untersuchung der subjektiven Wahrnehmung von Motor-Start-Stopp-Systemen mit dem Fokus auf Komfort. Kundenrelevante Eigenschaften sowie Probleme in der Anwendung werden identifiziert sowie die Akzeptanz von Start-Stopp-Systemen erfasst. Es werden sechs verschiedene Fahrzeuge mit unterschiedlichen Start-Stopp-Systemen in unterschiedlichen Hybridisierungsgraden durch Messung von Schall und Vibration und in einer Probandenstudie untersucht. Die zugehörige Prüfstrategie und das Vorgehen zur Probandenbefragung wird entwickelt.

### 4.1. Fahrzeugauswahl

Die Auswahl der Versuchsfahrzeuge orientiert sich an der verbauten Start-Stopp-Funktion. Es wurden sechs Fahrzeuge mit fünf verschiedenen Stopp-Start-Automatiken und verschiedenen Hybridisierungsgraden analysiert:

- a) BMW 118i, Efficient Dynamics, Baujahr 2009, Mikrohybrid, konventioneller Anlasserstart
- b) Honda Civic Hybrid, Mildhybrid, Baujahr 2006, parallel P1
- c) Honda Insight, Mildhybrid, Baujahr 2008, parallel P1
- d) Lexus RX 400h, Vollhybrid, Baujahr 2006, leistungsverzweigt
- e) Mercedes-Benz B170, BlueEfficiency, Baujahr 2009, Mikrohybrid, Riemenstartergenerator
- f) Toyota Yaris 1,33, Optimal Drive, Baujahr 2009, Mikrohybrid, Freilaufstarter

Auf eine ausführliche Darstellung der Fahrzeuge wird an dieser Stelle verzichtet. Vielmehr werden die Unterschiede in den Start-Stopp-Systemen und Hybridisierungsgraden beschrieben.

#### a) BMW 118i

Die Start-Stopp-Automatik (SSA) ist in diesem Fahrzeug mit Hilfe eines konventionellen Starters implementiert, welcher (ebenso wie der Generator) in seiner Dimensionierung an die spezifischen Systemanforderungen (z.B. größere Anzahl an Startvorgängen) angepasst wurde [Kann-07]. Ein optimierter konventioneller Anlasser stellt die einfachste Methode dar, eine Start-Stopp-Funktion in ein Fahrzeug zu integrieren [Kram-05].

Spannungssensible Komponenten werden beim Motorwiederstart unter Verwendung eines DC/DC-Wandlers vor einem Einbruch der Bordnetzspannung geschützt. Ist die Spannung ausreichend, kann der DC/DC-Wandler durch einen Bypass umgangen werden. Auf diese Weise werden Radio, CD-Player und Navigationssystem mit einer konstanten Spannung versorgt und laufen unterbrechungsfrei weiter.

Die Funktionsweise der von BMW eingesetzten SSA lässt sich wie folgt beschreiben ([Kann-07], [Rück-08], [Wolf-07]): Die SSA ist aktiv, wenn die Motorhaube geschlossen und der Fahrer angegurtet ist, das Fahrzeug angerollt ist und die SSA nicht über den Schalter im Cockpit ausgeschaltet wurde.

Erfasst das Steuergerät bei Fahrzeugstillstand über einen Nulllagesensor des Getriebes, dass der Leerlauf eingelegt und zusätzlich die Kupplung nicht betätigt ist, entscheidet die SSA über das Abschalten des Verbrennungsmotors. Die SSA wertet für diese Entscheidung Informationen über den aktuellen Energiebedarf und den Fahrzustand des Fahrzeugs aus. Steht keiner der als Abschaltverhinderer (vgl. 2.1.2) bezeichneten Parameter entgegen, so schaltet die SSA den Verbrennungsmotor aus [Wolf-07].

In der Stoppphase wird die Gebläseleistung gedrosselt. Die Klimaanlage, die über einen Riementrieb vom Verbrennungsmotor angetrieben wird, nutzt unter moderaten Außenbedingungen kurzzeitig die Restkälte des Kältekreislaufs. Reicht die Restkälte nicht mehr aus oder tritt einer der anderen Einschaltaufforderer auf, wird der Verbrennungsmotor wieder gestartet. Außentemperaturen von über 30°C wirken bei eingeschalteter Klimaanlage generell als Abschaltverhinderer.

Tritt der Fahrer die Kupplung, entscheidet die SSA über das Starten des Verbrennungsmotors. Sowohl der fahrerinitiierte, wie auch der automatische Motorwiederstart unterliegen bestimmten Bedingungen. Diese Einschaltverhinderer (vgl. 2.1.2) dienen im Wesentlichen der Betriebssicherheit und unterbinden bspw. das Starten des Motors, wenn der Fahrer nicht anwesend ist.

### b) Honda Civic Hybrid

Der Civic Hybrid, zweite Generation, verfügt neben einem konventionellen Verbrennungsmotor über einen Elektromotor in P1-Position (ISG) mit einer maximalen Leistung von 15 kW und einem maximalen Drehmoment von 103 Nm. Der Durchtrieb erfolgt über ein Getriebe mit variablem Übersetzungsverhältnis (CVT-Getriebe). Es handelt sich bei diesem Fahrzeug um einen Mild-Hybriden.

Die Nickel-Metallhydrid-Batterie hat eine Nennspannung von 158 V. Sie befindet sich zwischen der Rückenlehne der Fondsitzplätze und dem Kofferraum und verfügt über eine Kapazität von 0,9 kWh.

Ist der 4-Zyl. Verbrennungsmotor im Schubbetrieb, so werden über eine variable Ventilsteuerung die Auslassventile permanent geöffnet und damit das Gaswechsellmoment nahezu eliminiert. Gestartet wird der Verbrennungsmotor über den ISG.

Bei Anfahr- und Beschleunigungsvorgängen greift der Elektromotor nur unterstützend ein. Wird das Fahrzeug bei geringer Geschwindigkeit (ab 30 bis 48 km/h) im Teillastbetrieb bewegt, wird die Einspritzung aller vier Zylinder deaktiviert und das Fahrzeug wird, sofern der SOC<sup>8</sup> der HV-Batterie dies zulässt, ausschließlich über den Elektromotor angetrieben (s.g. Segeln). Da Verbrennungs- und Elektromotor ohne Kupplung auf einer Welle liegen, wird der Ottomotor in diesem Betriebszustand weiter mitgeschleppt. Sein Reibmoment (vgl. 5.2) muss entsprechend vom ISG überwunden werden.

### c) Honda Insight

Die zweite Generation des Honda Insight verfügt über eine ähnliche Technik wie der Honda Civic Hybrid. Maximale Leistungen von Verbrennungs- und Elektromotor sind jedoch um jeweils 5 kW schwächer ( $P_{\max, VM} = 65 \text{ kW}$ ;  $P_{\max, EM} = 10 \text{ kW}$ ). Die technische Umsetzung weicht zudem in wenigen Punkten von der des Civic ab. Neben der Betriebsspannung von 100 V ist auch die Kapazität der im Insight verbauten Ni-MH-Batterie mit 0,6 kWh geringer als beim Civic.

Der Insight verfügt über den sogenannten Eco Assist, der laut [Hond-09] Funktionen zur Verbesserung der Kraftstoffeffizienz besitzt. Dazu zählen die Glättung von Beschleunigungsbefehlen, die Reduzierung von Leistungs- und Drehmomentabgabe um 4 %, ein energiesparender Klimaanlagebetrieb sowie eine ausgeprägte Rückmeldung der fahrverhaltensabhängigen Fahrzeugeffizienz an den Fahrer.

### d) Lexus RX 400h

Der Lexus RX 400h lässt sich der Kategorie der Vollhybride mit leistungsverzweigtem Antrieb zuordnen. Der Lexus kann demnach sowohl rein elektrisch als auch in einer Kombination von Elektro- und Verbrennungsmotor betrieben werden. Die folgenden Ausführungen sind angelehnt an [Hohe-06a] und [Hohe-06b].

Zwei der drei im Triebstrang verbauten Motorgeneratoren (MG) befinden sich an der Vorderachse. Sie sind über eine Mehrfachgetriebeeinheit mechanisch miteinander verbunden.

Der MG1 ist über ein Planetengetriebe mit dem Benzinmotor verbunden. Er dient zum Starten des Verbrennungsmotors und erzeugt dann als Generator elektrische Energie

---

<sup>8</sup> State Of Charge: Ladezustand der Batterie

zum Laden der Batterie oder zum Betrieb von MG2 und MG3. Der MG1 dient jedoch nicht direkt dem Vortrieb des Fahrzeugs. Zum elektrischen Antrieb der Vorderachse ist der MG2 vorgesehen. MG2 und Verbrennungsmotor geben ihre Antriebsleistung jeweils an ein Planetenrad weiter, die in ein gemeinsames Hohlrad greifen. Letzteres stellt wiederum den Abtrieb zur Antriebswelle dar.

Der dritte Elektromotor (MG3) mit 50 kW Leistung sitzt an der Hinterachse. Diese Konstruktion spart die sonst bei Allradfahrzeugen obligatorische Kardanwelle sowie das Hinterachsdifferential ein. Neben der Bereitstellung von Antriebsleistung fungieren MG2 und MG3 im Schubbetrieb als Generatoren und laden damit, ebenso wie MG1, die Batterie.

Nach dem Start des Fahrzeugs wird zunächst in Abhängigkeit des Batterieladezustandes rein elektrisch angetrieben. Bei Beschleunigungsvorgängen schaltet sich der VM hinzu. Eine stufenlose Automatik soll einen gleitenden Übergang zwischen den Antriebsquellen sichern und eine ruckfreie Beschleunigung ohne Schaltpausen und Zugkraftunterbrechung liefern.

Die HV-Batterie (Ni-MH) verfügt über eine Kapazität von 1,87 kWh und eine Nennspannung von 288 V. Sie ist unter dem Rücksitz verbaut.

Die PCU (Power Control Unit = zentrales Steuergerät) steuert die Kraftverteilung der Motoren und schaltet den Verbrennungsmotor in für ihn ineffizienten Fahrzuständen ab. Ein Inverter-Modul innerhalb der PCU sorgt für die Umwandlung von speicherbarem Gleichstrom in Wechselstrom (650 V), der für den Antrieb der Elektromotoren benötigt wird.

Die nachfolgende Abbildung verdeutlicht die Umsetzung des Hybridkonzepts.

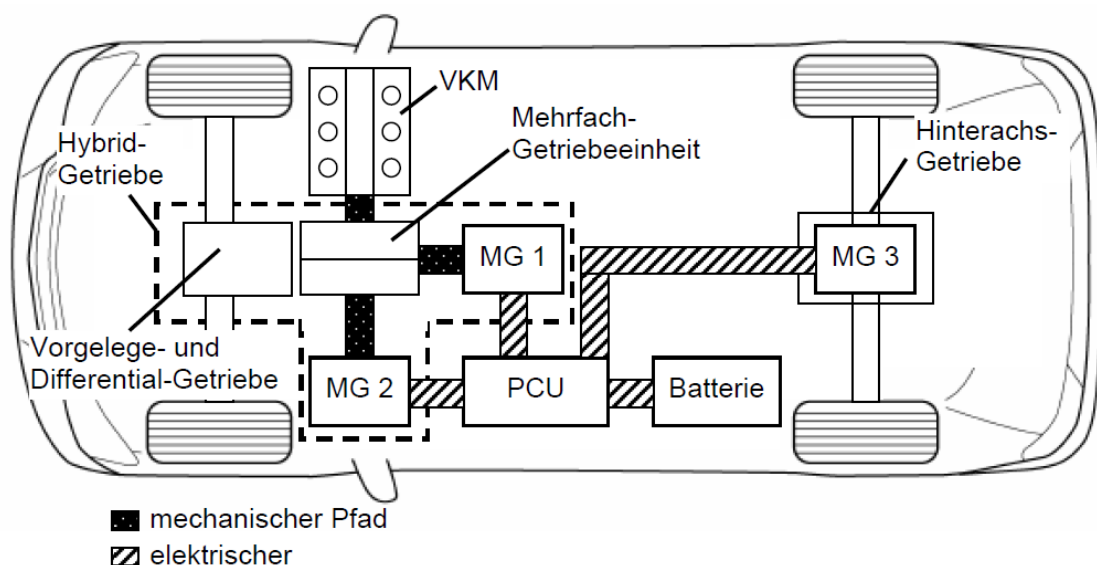


Abbildung 4-1: Hybridarchitektur des Lexus RX400h [Hohe-06b]

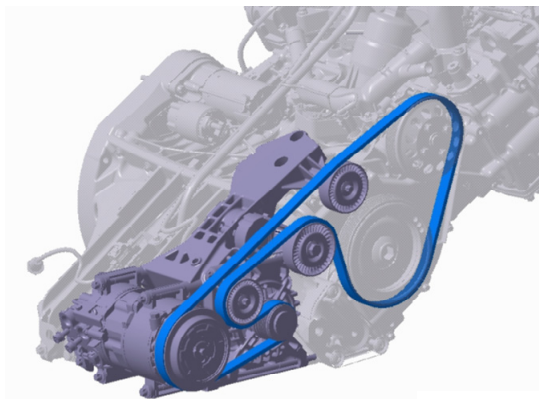
Die Abschalt- und Einschaltverhinderer sowie die Einschaltaufforderer richten sich beim Lexus im Wesentlichen nach dem Ladestand der Hybridbatterie. So werden in einer Stoppphase bzw. allgemein in Phasen, in denen der Verbrennungsmotor ausgeschaltet ist, die elektrischen Verbraucher und Komfortsysteme weiter mit elektrischer Energie versorgt. Sinkt der SOC der Batterie unter ein bestimmtes Niveau, wird der Motor automatisch gestartet. Das startende Aggregat ist der MG1.

### e) Mercedes-Benz B170, BlueEfficiency

Die Start-Stopp-Funktion wird in der Mercedes-Benz A- und B-Klasse mittels eines riemengetriebenen Startergenerators (RSG) umgesetzt. Das Startdrehmoment wird über die Riemenscheibe des Startergenerators in den Riementrieb eingeleitet und zur Kurbelwelle übertragen [Bogn-04].

Im Schubbetrieb übernimmt der Startergenerator die Funktion eines Generators, wobei das Drehmoment von der Kurbelwelle in den Riementrieb und von dort auf die Generatorwelle übertragen wird. Der Startergenerator besteht aus einer fremderregten Synchronmaschine mit 42 Nm Antriebsmoment und 2 kW Generatorleistung.

a) ohne RSG



b) mit RSG

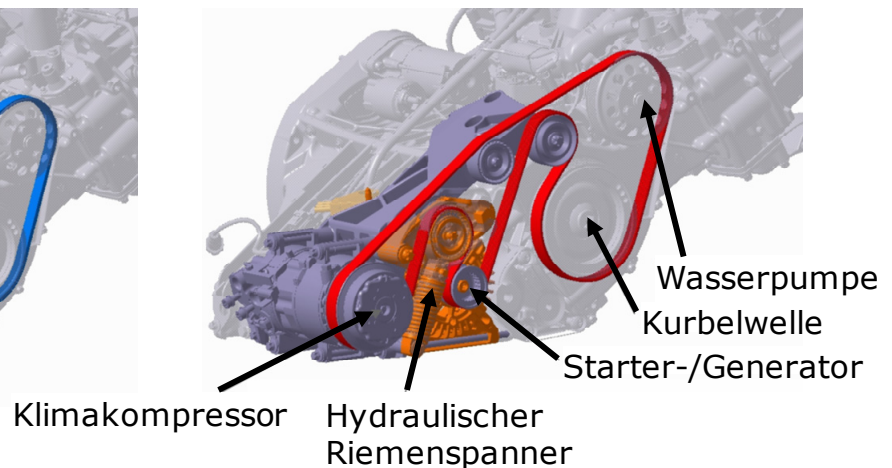


Abbildung 4-2: Riementrieb mit Startergenerator [Knot-08]

Die Handhabung der ECO Start-Stopp-Funktion entspricht weitestgehend der des beschriebenen BMW. Es ist jedoch anzumerken, dass der Motor bei diesem System nur gestoppt wird, wenn der Fahrer das Bremspedal betätigt. Entsprechend wird der Motor nicht nur dann gestartet, wenn der Fahrer die Kupplung betätigt, sondern auch, wenn der Fahrer in einer Stoppphase den Fuß von der Bremse nimmt. Führt das Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von weniger als 8 km/h, erscheint eine Schaltempfehlung in einer Anzeige im Cockpit, die das Einlegen der Neutralposition anrät.

Zum Schutz der Elektronik vor einem Spannungseinbruch, wird das 12 V-Bordnetz während des automatischen Motorstarts durch eine Stützbatterie abgesichert. Diese

bietet nach Angaben von Mercedes-Benz einige Vorteile gegenüber einem DC/DC-Wandler. Insbesondere sprechen demnach größere (Kapazitäts-)Reserven und (im Gegensatz zum DC/DC-Wandler) eine Abstützung des gesamten Fahrzeugbordnetzes für den Einsatz einer Stützbatterie [Knot-08].

## f) Toyota Yaris 1,33 optimal drive

Toyota setzt die Start-Stopp-Automatik mit einem Starter um, der über einen Freilauf mit der Schwungscheibe (und damit mit der Kurbelwelle) verbunden ist.

Das Anlasserritzel ist dabei permanent in den Zahnkranz eingerückt. Beim Anlassen blockiert die Freilaufkupplung und das Drehmoment wird vom Starter mit dem entsprechenden Übersetzungsverhältnis über den Zahnkranz auf das Schwungrad und damit die Kurbelwelle übertragen.

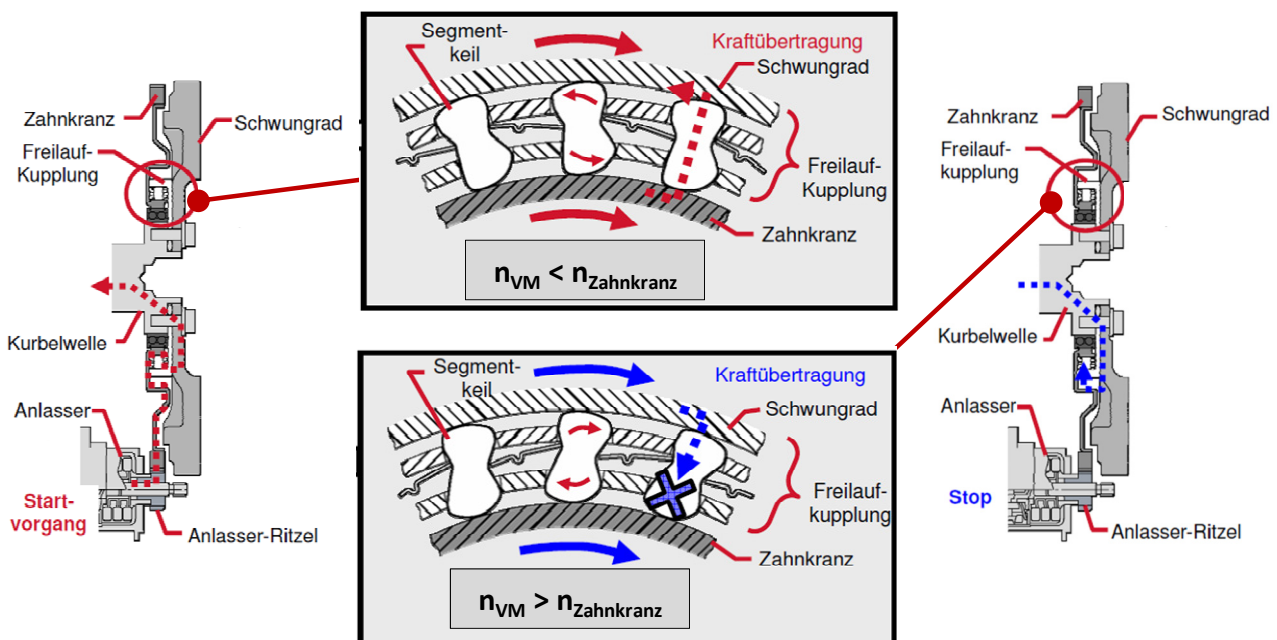


Abbildung 4-3: Funktionsprinzip Toyota Freilaufstarter (angelehnt an [Boet-09])

Während des Startvorganges wird der Verbrennungsmotor vom Anlasser geschleppt. Das benötigte Drehmoment, welches sich aus Massenträgheitsmoment, Reibmoment und Gaswechselmoment zusammensetzt (vgl. Abschnitt 5.2.1) muss vom Anlasser bereitgestellt werden. Dabei liegt zwischen Anlasserdrehzahl und Verbrennungsmotordrehzahl das aus Anlasserritzel und Zahnkranz resultierende Übersetzungsverhältnis (i.d.R.  $> 13$ ). Der Anlasser beschleunigt den Verbrennungsmotor (Abbildung 4-3 oben). Werden Zahnkranz und damit Anlasser vom Verbrennungsmotor überholt (nach der ersten Verbrennung), so kann kein Drehmoment mehr über die Freilaufkupplung übertragen werden (Abbildung 4-3 unten). Der Anlasser läuft ohne ein Gegenmoment auf seiner maximalen Drehzahl (die korrespondierende Zahnkranzdrehzahl ist kleiner als die Verbrennungsmotordrehzahl), bis er schließlich nach Abschluss des Startvor-

gangs nicht mehr bestromt wird. Das Anlasserritzel bleibt jedoch permanent im Eingriff (eingespurt), was einen Wiederstart selbst bei noch auslaufendem Motor (Change-of-Mind – vgl. 2.1.1) ermöglicht.

## 4.2. Versuchsaufbau und theoretische Vorüberlegungen

### 4.2.1. Schwingungsmessung im Fahrzeug

Um die Schwingungen, welche auf den Fahrer einwirken messtechnisch zu erfassen, werden im Rahmen der Probandenversuche Messungen vorgenommen. Zum einen werden die Vibrationen von Sitzschiene und Sitz erfasst, zum anderen wird der Schalldruckpegel gemessen (vgl. 2.1.1).

Das für die Messungen verwendete Schallpegelmessgerät ist in der Lage A- und C-Bewertungen vorzunehmen. Es sei darauf hingewiesen, dass die Schalldruckpegelmessungen nicht in einem genormten Umfeld, wie etwa einem Akustikraum oder ähnlichem, sondern auf dem Gelände der TU Darmstadt stattfanden. Damit unterlagen sie (trotz sorgfältiger Auswahl eines möglichst störungsfreien Messorts) den dort vorherrschenden Umwelteinflüssen. Die Messungen werden auf Kopfhöhe des Fahrers durchgeführt.

Für die Messung der Vibration des Fahrersitzes kommen Beschleunigungssensoren an zwei verschiedenen Positionen zum Einsatz. Nacheinander werden zum einen die Beschleunigungen der Sitzschiene, auf welcher der Fahrersitz montiert ist (vgl. Abbildung 4-4a), und zum anderen die Beschleunigungen der Sitzfläche selbst (vgl. Abbildung 4-4b) gemessen.

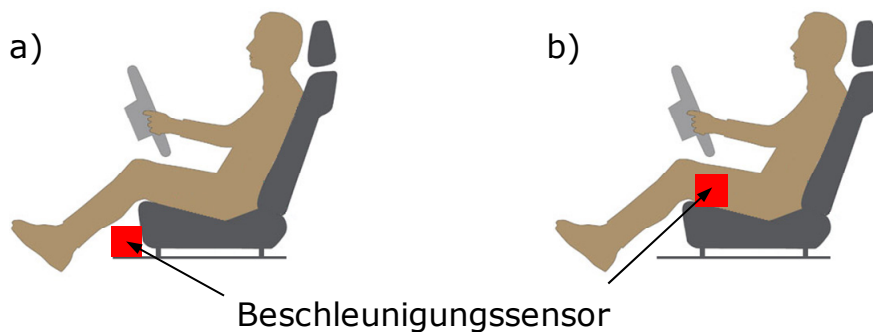


Abbildung 4-4: Anordnung der Beschleunigungsmesstechnik am Fahrersitz

Zu diesem Zweck werden drei Beschleunigungssensoren (drei Raumrichtungen) verwendet. Die Sensoren werden im Fall a) mit Hilfe von fahrzeugspezifischen Halterungen auf der Sitzschiene angebracht. Im Fall b) wird der Sensor auf einer Aluminiumplatte verschraubt, sodass sich der Fahrer auf die Platte setzen kann und die Sensorik neben seinem linken Oberschenkel Platz findet.

Die Messdatenerfassung erfolgt über das auch am Prüfstand verwendete Indiziergerät Indiset Advanced Plus 641 der Fa. AVL (vgl. 5.1.4). Während der Aufzeichnung werden elektrische Komfortgeräte, wie Klimaanlage und Radio, deaktiviert.



#### 4.2.2. Erhebungsmethodik und Arbeitshypothesen

Bei empirischen Untersuchungen gilt es, die Einhaltung inhaltlicher und formeller Anforderungen bezüglich der zu erhebenden Daten sicherzustellen. Folgende inhaltliche Anforderungen sollen einen hohen Zielerreichungsgrad und gute Prüfbarkeit der Hypothesen garantieren (in Anlehnung an [Didi-06]):

- Die subjektive Wahrnehmung bezüglich des Komfortempfindens von Probanden bei der Nutzung verschiedener Motor-Stopp-Start-Systemen ist zu erfassen.
- Messgrößen, die direkt oder indirekt mit der Komfortbeurteilung der Probanden zusammenhängen, sind zu erfassen.
- Es sind Merkmale bezüglich der individuellen Eigenschaften der Probanden zu erheben, um deren potentielle Einflüsse auf die Komfortbeurteilung zu analysieren.

Die Erhebungsmethodik erfordert insbesondere die Einhaltung der folgenden Gütekriterien [Didi-06]:

- Die Probanden dürfen bei der Erhebung von Daten nicht in unzumutbarer Weise eingeengt werden.
- Das Verhältnis zwischen dem zeitlichen respektive finanziellen Aufwand und dem zu erwartenden Ergebnis sollte angemessen sein.
- Die Messmethoden dürfen keinen Einfluss auf die Messungen haben.
- Die Sicherheit der Probanden muss in jedem Fall gewährleistet sein.
- Alle Messungen und Daten dürfen nur mit Einverständnis des Probanden erhoben werden und unterliegen dem Datenschutz.

Hypothesen sind (beobachtbare) Vermutungen über einen Zusammenhang zwischen mindestens zwei Sachverhalten [Maye-08]. Sie dienen der Überprüfung von Übereinstimmungen theoretischer Aussagen mit der Realität. Um diesem Zweck gerecht zu werden, müssen sie laut [Bell-08] und [Maye-08] zwingend falsifizierbar sein.

Die im Rahmen der Arbeit formulierten Arbeitshypothesen sind im Anhang A aufgeführt. Arbeitshypothesen, die im Rahmen eines statistischen Tests auch als Alternativhypothesen bezeichnet werden, sind vorläufige Hypothesen, die anhand von theoretischen Vorüberlegungen und Vermutungen über Zusammenhänge aufgestellt werden. Sie formulieren bspw. einen Unterschied zwischen zwei oder mehreren Stichproben. Die Prüfung erfolgt anhand der Nullhypothese, welche durch Negation der Arbeitshypothese entsteht [Maye-08].

### 4.2.3. Fragebogen, Probandenauswahl und Versuchsstrecke

Zur Erfassung der subjektiven Wahrnehmung der Probanden während der Fahrversuche wurde ein Fragebogen entwickelt. Der Fragebogen kann dem Anhang entnommen werden.

Ein Fragebogen sollte verschiedenen Vorgaben gerecht werden. So wurde der Umfang des Fragebogens begrenzt, um den Aufwand für die Probanden möglichst gering zu halten. Des Weiteren wurde, um die Befragung effizient zu gestalten und Missverständnisse zu vermeiden, der Fragebogen weitestgehend standardisiert. Die Antwortmöglichkeiten sind durch eine Ratingskala beschränkt. Es wurde eine bipolare 5-Punkt-Likert-Skala ausgewählt.<sup>9</sup> Diese sogenannte geschlossene Frageweise erleichtert nicht nur die Auswertung, sondern erhöht zudem die Objektivität der erhobenen Daten [Bort-06].

Offene Fragen finden sich im Teil A des Fragebogens, welcher die demographischen Daten der Probanden abfragt. Zusätzlich wurde am Ende des Fragebogens (Teil D) die Möglichkeit für die Testpersonen geschaffen sich offen zu dem getesteten System zu äußern.

Teil B des Fragebogens dient als Handlungsanweisung für den Probanden und den Versuchsleiter.

Im Teil C des Fragebogens wurde der Empfehlung entsprochen, dem Probanden weniger Fragen („Empfinden Sie das Fahrzeug als komfortabel?“) als vielmehr Behauptungen („Sie empfinden das Fahrzeug als komfortabel.“) zu präsentieren [Bort-06], die dieser zu bewerten hat. Meinungen, Positionen und Einstellungen lassen sich auf diese Weise besser erfassen.<sup>10</sup>

Bei der statistisch sinnvollen und korrekten Auswahl von Probanden treten einige Zielkonflikte auf, die es zu lösen gilt. Das Probandenkollektiv ist zum einen so auszuwählen, dass es repräsentativ ist, also zielgruppenspezifische Merkmale aufweist. Dies stellt sich jedoch häufig als „[...] schwierig oder sogar unmöglich [...]“ [Winn-03] dar, da die Zielgruppe nur schwer erreichbar ist. Zum Anderen ist der notwendige Stichprobenumfang zu bestimmen. Möchte man bei der Untersuchung einen festen Probandenpool einsetzen, so ist die Erreichbarkeit der Versuchspersonen sicherzustellen.

---

<sup>9</sup> Ähnliche Arbeiten, die das subjektive Empfinden von Probanden in Fahrversuchen erfassen, verwenden ebenfalls bipolare 5-stufige-Skalen, so z.B. [Didi-06] und [Luhs-06].

<sup>10</sup> Im Gegensatz dazu ist die Frageform besser geeignet, um Sachverhalte zu ermitteln [Bort-06].

Die Repräsentativität der Stichprobe ist immer dann gewährleistet, „[...] wenn das Auswahlverfahren keine Elemente der Population<sup>11</sup> in Bezug auf die interessierenden Merkmale bevorzugt“ [Bell-08]. Dies lässt sich dadurch erreichen, dass die Probanden durch Zufallsauswahl aus der Grundgesamtheit ausgesucht werden [Bort-05]. Es war im Rahmen dieser Arbeit aufgrund des zu erwartenden Aufwands nicht möglich, eine solche Zufallsstichprobe durchzuführen. Aus diesem Grund wurde auf die sogenannte „Ad-hoc-Stichprobe“ zurückgegriffen. Es wurden als Probanden hauptsächlich Studenten und Mitarbeiter der TU Darmstadt herangezogen. Es ist zwar davon auszugehen, dass Studenten den Komfort eines Fahrzeugs anders wahrnehmen, als die eigentliche Fahrzeugzielgruppe. Die Einordnung der Komforteindrücke verschiedener Fahrzeuge in einer Ordinalskala dürfte sich bezüglich der resultierenden Rangfolge der Testfahrzeuge zwischen den beiden Gruppen allerdings kaum unterscheiden. In den Komfortuntersuchungen nach [Kris-94] wird gezeigt, dass das Alter keinen Einfluss auf die Komfortwahrnehmung hat.

Bei der Bestimmung der notwendigen Anzahl von Probanden besteht ein Zielkonflikt zwischen einer einfachen, zeit- und kostengünstigen Versuchsdurchführung mit möglichst wenigen Probanden und der Aussagekraft bzw. der Fehleranfälligkeit der Ergebnisse, die mit zunehmender Zahl an Testpersonen steigt bzw. fällt. Zum Vergleich unterschiedlicher technischer Auslegungsvarianten sind mindestens 30 Versuchspersonen notwendig. Untersucht man hingegen den Trend von Einflüssen im Rahmen einer Zusammenhangshypothese, dann kann bereits eine Größenordnung von 10 Versuchspersonen ausreichend sein [Bubb-03a]. In dieser Arbeit wurde eine Probandenzahl von 30 Probanden je untersuchtem Fahrzeug angestrebt und für alle Fahrzeuge deutlich überboten.

Es wurde auf eine Permutation verzichtet, da hierfür alle Probanden und Fahrzeuge über längere Zeit zur Verfügung hätten stehen müssen. Ebenso wurde kein fester Probandenpool eingerichtet, sondern für jedes Fahrzeug neue Probanden akquiriert.

Die Versuchstrecke wurde so gewählt, dass sie die Begebenheiten einer Stadtfahrt widerspiegelt, so dass die Start-Stopp-Automatik möglichst oft zum Einsatz kommt. Als Versuchsstrecke wurde eine Rundstrecke um den Standort Lichtwiese der TU Darmstadt ausgewählt. Die Strecke hat eine Gesamtlänge von ca. 1,3 km. Sie wurde in allen Testfahrten bezüglich Start- und Endpunkt sowie Richtung identisch befahren. Eine Darstellung der Strecke ist dem Anhang zu entnehmen.

---

<sup>11</sup> Die Begriffe Population und Grundgesamtheit sind in der Statistik äquivalent.

### 4.3. Ergebnisse und Erkenntnisse

#### 4.3.1. Messergebnisse

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Schalldruckmessung und der Vibrationsmessung beschrieben. Die durchschnittlichen Schalldrücke aus drei Messungen sind in Tabelle 4-1 dargestellt. Zur Interpretation werden die Messungen mit A-Bewertung herangezogen, da sie am ehesten die Fahrerwahrnehmung widerspiegeln (vgl. 2.1.1).

Art der Messung	Einheit	BMW 118i	Honda Civic Hybrid	Honda Insight	Lexus RX 400h	Mercedes B170	Toyota Yaris 1,33
Schlüsselstart	dB	83.6	80.1	79.4	82.8	85.6	82.3
	dB(A)	53.0	49.1	51.7	52.5	55.8	50.4
Autostart	dB	82.5	76.2	76.2	80.7	85.4	81.2
	dB(A)	53.1	45.2	44.6	47.2	55.4	45.2
Leerlauf	dB	68	69	75	76	65	62
	dB(A)	45	44	43	49	44	40

Tabelle 4-1: Ergebnis Schalldruckpegelmessung

Die Differenz vom „leisesten“ zum „lautesten“ Fahrzeug beträgt beim Schlüsselstart 6,7 dB(A). Der Autostart weist diesbezüglich größere Differenzen zwischen den Fahrzeugen auf. Hier liegen zwischen den beiden Extrema 10,8 dB(A). Die beiden Honda Hybridfahrzeuge, der Lexus sowie der Toyota weisen beim Autostart ähnlich niedrige Schallemissionen im Innenraum auf (A-Bewertung). Im Leerlaufbetrieb ist der Toyota allen anderen Fahrzeugen überlegen. BMW und Mercedes-Benz liegen etwa gleich auf; sie erreichen sowohl bei den Startvorgängen als auch im Stand vergleichbare Werte. Diese sind jedoch deutlich schlechter als die der anderen Fahrzeuge im Test.

Wie in Kapitel 4.2.1 beschrieben, muss bei der Interpretation der Daten berücksichtigt werden, dass die Messungen nicht in einem genormten Umfeld stattfanden, wodurch sich Messungenauigkeiten ergeben können. Zudem ist nicht ausschließlich der Maximalpegel der Geräuschemission maßgebend für die Geräuschwahrnehmung. Ein typischer Anlasserstart kann bspw. aufgrund der Einwirkdauer und der Geräuschcharakteristik (Anlasserleiern) als unangenehmer empfunden werden, als ein eventuell bezüglich Maximalschallpegel höherer EM-Start.

Es wurden Beschleunigungen am Fahrersitz und der Sitzschiene gemessen, wobei festzuhalten ist, dass die beiden Messorte zwar zu unterschiedlichen quantitativen Ergebnissen führten, die qualitativen Verläufe jedoch sehr ähnlich sind. Auf die Auswertung der Messung am Fahrersitz wird verzichtet. Dort kann eine Beeinflussung des Messergebnisses durch die Fahrerbewegung nicht ausgeschlossen werden (z.B. durch die Beinbewegung beim Kupplung treten).

Ein Vergleich der Beschleunigungscharakteristika an der Sitzschiene zeigt, dass der Toyota Yaris bezüglich seiner Amplituden eher die Werte eines Mild- respektive Vollhybriden mit leistungsstarken Synchronmaschinen im Triebstrang denn die eines der anderen beiden Mikrohybriden mit lediglich einer Start-Stopp-Automatik aufweist (Abbildung 4-5). Die Mikrohybride BMW 1er und Mercedes-Benz B-Klasse zeigen große maximale Beschleunigungsamplituden während des Startvorganges (bis zu Faktor drei größer als die der Mild- / Vollhybride bzw. des Toyota Yaris). Die Mild-/Vollhybride besitzen die Möglichkeit mit einem Hochdrehzahlstart (vgl. Kapitel 5.5.3) zu starten und damit ein höheres Maß an Komfort zu erreichen als dies mit einem konventionellem Starter (BMW) möglich ist. Toyota (Freilaufstarter) und auch Mercedes-Benz (RSG) schneiden hier besser als der konventionell startende BMW ab.

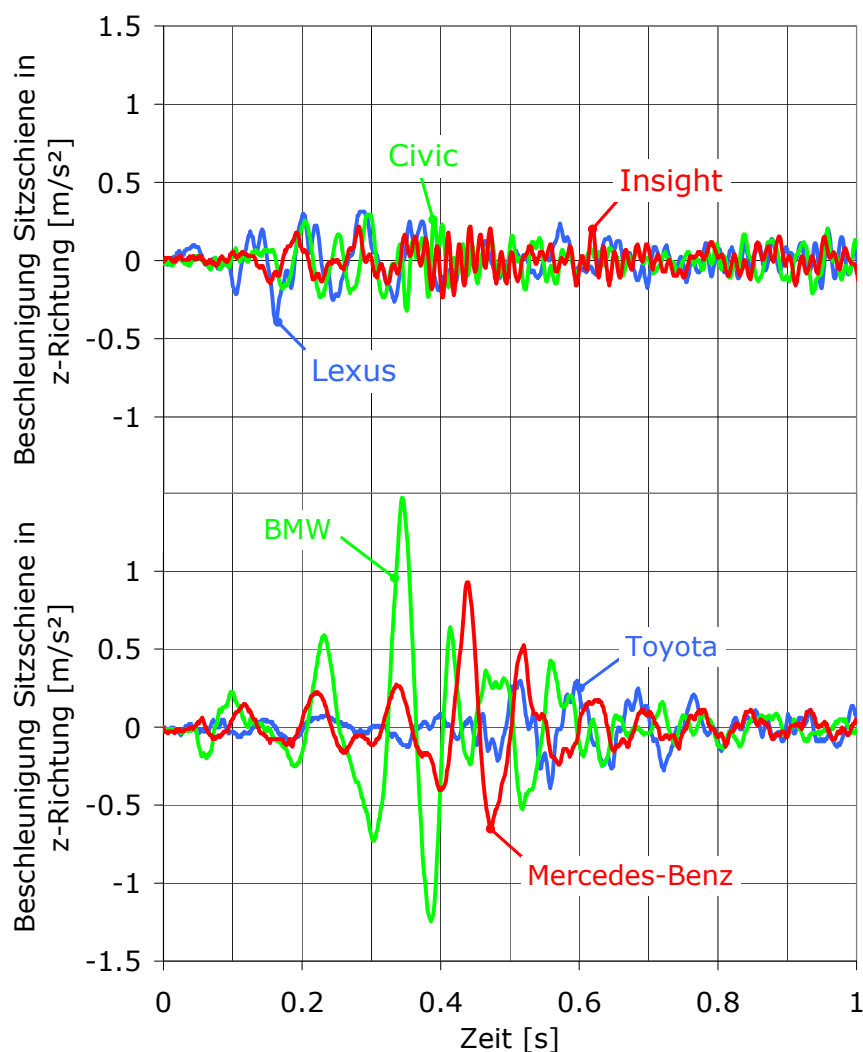
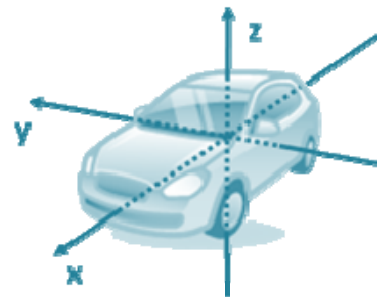
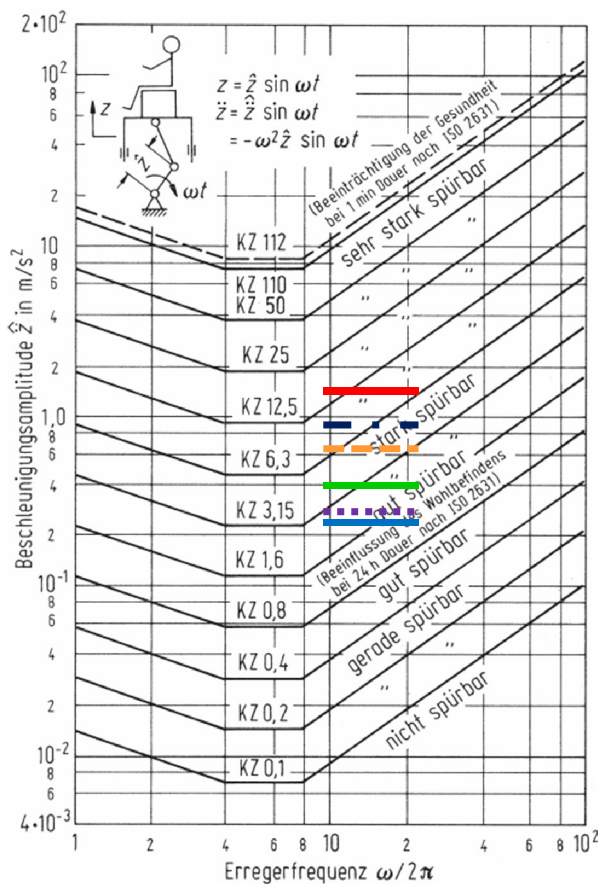


Abbildung 4-5: Beschleunigung an der Sitzschiene in z-Richtung im Autostart

Die maximalen Beschleunigungsamplituden für die drei Raumrichtungen sind in Abbildung 4-6 tabellarisch dargestellt. Die Beschleunigungsmaxima in z-Richtung in Verbindung mit den Grundfrequenzen der Sitzbeschleunigungen, welche bei den getes-

teten Fahrzeugen in Bereichen von 10 bis 20 Hz liegen, lassen mit Abbildung 2-2 eine grobe Einordnung der Wahrnehmung der gemessenen Vibrationen zu (Abbildung 4-6 links – vgl. Kapitel 2.1.1).



Fahrzeug	Maximale Amplitude [ $m/s^2$ ]			Farbe
	x	y	z	
BMW	0,29	0,98	1,61	—
Honda Civic Hybrid	0,42	0,14	0,28	...
Honda Insight	0,20	0,44	0,24	—
Lexus	0,09	0,15	0,40	—
Mercedes-Benz	0,59	0,30	0,89	- - -
Toyota	0,25	0,35	0,36	- - -

Abbildung 4-6: Bewertung der Vibrationen während des Startvorgangs (li. aus [Dubb-07]<sup>12</sup>)

Die Autostarts der drei mikrohybriden Fahrzeuge liegen jeweils im „stark spürbaren“ Bereich, während die Starts der Mild- respektive Vollhybride im Bereich „gut spürbar“ liegen. In allen Fällen ist keine Beeinflussung des Wohlbefindens zu befürchten, da die Einwirkdauern kurz sind. Bei der Bewertungsweise in Abbildung 4-6 ist zu beachten, dass es sich hierbei lediglich um die Beschleunigungen in die z-Richtung handelt.

<sup>12</sup> Mit Verweis auf VDI-Richtlinie 2057, Blatt 2 (1981) bzw. ISO/DIS 2631 (1972).

In Tabelle 4-2 sind die durchschnittlichen maximalen Beschleunigungen aus drei Messungen während des Autostoppvorgangs dargestellt.

Fahrzeug	Maximale Amplitude [m/s <sup>2</sup> ]		
	x	y	z
BMW	0,09	0,17	0,28
Honda Civic Hybrid	0,13	0,07	0,15
Honda Insight	0,10	0,19	0,13
Lexus	-	-	-
Mercedes-Benz	0,13	0,07	0,15
Toyota	0,25	0,11	0,11

Tabelle 4-2: Maximale Beschleunigungen während des Stoppvorgangs

Die größten Vibrationen im Stopp zeigen Toyota und BMW; Lexus fällt auf Grund fehlender Messwerte aus der Bewertung<sup>13</sup>. Generell muss bei der Betrachtung der Ergebnisse aus den Autostoppversuchen beachtet werden, dass die erreichten Beschleunigungswerte unter denen beim Autostart liegen.

## 4.3.2. Ergebnisse der Probandenversuche und Korrelation mit Messungen

Die Auswertung der Probandenversuche besteht aus einem deskriptiven und einem inferenzstatistischen Teil<sup>14</sup>. Für die weitere Arbeit von Interesse sind die globalen Erkenntnisse aus der Probandenstudie, weshalb diese hier zusammenfassend als Ergebnis beschrieben werden. Es wird unterschieden zwischen den untersuchten Aspekten: Komfort, Bedienung und Kaufbereitschaft. Für die Methodik zur Auswertung sowie die Ergebnisdetails sei auf den Anhang verwiesen.

<sup>13</sup> Der Vollhybrid Lexus RX 400h stoppt den Verbrennungsmotor bereits bevor das Fahrzeug zum Stillstand kommt. Ein Autostoppvorgang ist demnach nicht isoliert von den Beschleunigungen aufgrund der Fahrzeugbewegung zu messen. Provoziert man über einen zu geringen SOC der HV-Batterie einen Autostart im Fahrzeugstillstand so bleibt der Verbrennungsmotor an.

<sup>14</sup> Die deskriptive Statistik befasst sich mit der Beschreibung, der graphischen Aufbereitung und der Komprimierung von Daten. Die Inferenzstatistik – auch mathematische, schließende oder induktive Statistik – versucht, durch die Einbeziehung mathematischer Methoden über die erhobenen Daten hinaus allgemeinere Schlussfolgerungen für die Grundgesamtheit zu ziehen [Fahr-04].

### Komfort

Objektiv betrachtet ließe sich für die beim Autostart gemessenen maximalen Lautstärken folgende Reihenfolge aufstellen: Mercedes-Benz 55,4 dB(A) > BMW 53,1 dB(A) > Lexus 47,2 dB(A) > Honda Civic Hybrid = Toyota 45,2 dB(A) > Honda Insight 44,6 dB(A). Die Befragten beurteilen den Lexus und den Honda Civic Hybrid hingegen als die leisesten Fahrzeuge beim Motorstart. Diese beiden werden signifikant leiser bewertet als BMW und Toyota. Mercedes wird zumindest lauter als der Civic empfunden. Für den Honda Insight hingegen, der objektiv die niedrigsten (und damit besten) Werte erreicht, konnten keine Signifikanzen nachgewiesen werden.

In punkto Lautstärke korrelieren demnach die empirischen nur partiell mit den messtechnischen Ergebnissen. Der Honda Civic zeigt sich in beiden Fällen als geräuscharm, BMW und Mercedes wirken relativ laut. Die beiden Fahrzeuge, die objektiv am leisen sind (Toyota und Honda Insight) werden von den Probanden jedoch offensichtlich schlechter wahrgenommen. Es ist anzumerken, dass sich die Art des Geräusches nicht in der Schalldruckmessung, wohl aber in der Wahrnehmung der Probanden wieder spiegelt. So wird z.B. das sich mit dem Gaswechsellmoment und damit der Beschleunigung und Verzögerung des Verbrennungsmotors verändernde Anlassergeräusch i.d.R. als störender wahrgenommen, als das Geräusch eines Hochdrehzahlstarts mit Elektromotor.

Empirisch lässt sich zeigen, dass die Probanden die Vibrationen in den Fahrzeugen unterschiedlich stark wahrnahmen. Der BMW wurde hierbei am stärksten wahrgenommen. Honda Civic und Insight, Lexus und Toyota schneiden signifikant besser ab als BMW. Messtechnisch bestätigt sich diese subjektive Wahrnehmung. Die Vibrationen bei BMW liegen bei bis zu 1,6 m/s<sup>2</sup>. Die nächst niedrigeren Vibrationsamplituden zeigt der Mercedes-Benz. Da bei Mercedes keine Signifikanzen festzustellen sind, ist davon auszugehen, dass dieses Fahrzeug, sowohl subjektiv als auch objektiv betrachtet, zwischen BMW und den restlichen anzusiedeln ist. Die anderen Fahrzeuge (Honda Civic und Insight, Lexus und Toyota) weisen messtechnisch und in der persönlichen Wahrnehmung der Probanden nur geringe Unterschiede im Autostart auf.

Es lässt sich demzufolge festhalten, dass die empirisch festgestellten Unterschiede bezüglich der Vibration sich auch messtechnische erfassen lassen. Die beiden Untersuchungen korrelieren positiv.

Obwohl die Probanden unterschiedlich starke Vibrationen bei den Fahrzeugen wahrnahmen, gab es bei der Frage wie unangenehm die Vibrationen waren im Mittel durchweg positive Antworten: Die Vibrationen beim Start der Fahrzeuge wurden im Durchschnitt nicht als unangenehm empfunden. Bezüglich dieser Gesamtwahrnehmung ist die Repräsentativität der Probandengruppe jedoch anzuzweifeln, da das Durchschnittsalter der 236 befragten Personen 26,2 Jahre betrug und sich die Gruppe aus Mitarbeitern und Studenten der TU Darmstadt zusammensetzt. Wie oben beschrie-



ben ist zu erwarten, dass die Probandengruppe den relativen Komfort der Fahrzeuge im Vergleich zueinander so einschätzt, wie es eine repräsentative Gruppe täte. Das Niveau der Wahrnehmung des Komforts hängt jedoch von der Zusammensetzung der Gruppe ab. Gerade im Premiumsegment ändern sich die Zielgruppe und damit auch der Komfortanspruch der Kunden im Vergleich zum Segment Kleinwagen. Diese Zielgruppe ist durch die junge Probandengruppe klar untervertreten.

Die Startdauer wird bei den Fahrzeugen ähnlich eingeschätzt. Das Fahrzeug mit der längsten wahrgenommenen Startdauer ist hier: BMW, gefolgt von Toyota, Honda Insight, Mercedes-Benz, Lexus und Honda Civic. Es ist festzuhalten, dass die Wahrnehmung der Startdauer bei Fahrzeugen mit Handschaltgetrieben anders ist, als bei Automatikgetrieben. Der Fahrer initiiert durch Treten des Kupplungspedals den Motorstart. Erst nach Einlegen des Gangs muss der VM bereit zur Drehmomentabgabe sein. Bei Automatikgetrieben kann der Fahrer unmittelbar vom Brems- auf das Gaspedal wechseln und Drehmoment anfordern, weshalb gleiche Startdauern hier anders und länger wahrgenommen werden als bei Handschaltgetrieben. Dem Kriterium Startdauer muss bei Automatikgetrieben demnach mehr Aufmerksamkeit gewidmet werden.

### Bedienung

Im Bedienkomfort sind die Handschalter den Fahrzeugen mit Automatikgetriebe signifikant unterlegen. Mercedes, BMW und Toyota werden schlechter bewertet, als die Mild- und Vollhybride Lexus und die Hondas. 50% der BMW- und Toyota-Tester empfanden die Bedienung problemlos, leicht schlechter wurde der Mercedes bewertet. Die Mediane und Mittelwerte der Bewertungen liegen durchgängig im Bereich „unproblematisch“.

Die Funktionalität ist bei allen Fahrzeugen in ausreichendem Maße reproduzierbar. Es wurden während der Probandenversuche jedoch konstante Randbedingungen hergestellt:

- Außentemperatur  $\sim 20^{\circ}\text{C}$  bei Sonnenschein; geringe Luftfeuchtigkeit
- Batterie-SOC ausreichend (Fahrzeug wurde durch längere Fahrt ohne Start-Stopp konditioniert)
- Komfortfunktionen (Radio, Klimaanlage) wurden ausgeschaltet

Reale Dauererprobungen mit Probanden würden durch Abschaltverhinderer und Einschaltaufforderer (vgl. 2.1.2) Situationen hervorrufen, in denen der VM nicht stoppt oder systeminitiiert startet. Traten solche Fälle im Rahmen dieser Studie auf, so wurden die Fahrzeuge von den Probanden als nicht reproduzierbar funktionierend bewertet. Anhand der freien Antwortmöglichkeit auf dem Fragebogen wurden in diesen Fällen auch negative Bewertungen abgegeben; z.B.: „...die Zuverlässigkeit ist fraglich“.

Anhand des Items C.6 (vgl. Fragebogen im Anhang) wurde hypothetisch befragt, ob die Probanden irritiert wären, falls die Start-Stopp-Automatik nicht bei jedem Halt den Motor stoppen würde. 40% der Befragten antworteten, sie wären irritiert, 40%, sie wären nicht irritiert.

### Kaufbereitschaft

Ein Großteil der Probanden (79%) wäre – unabhängig vom getesteten Fahrzeug – grundsätzlich bereit, sich ein Auto mit SSA zu kaufen. 47% der Befragten wären bereit dazu, bis zu 500€, 32% bis zu 250€ Aufpreis für eine solche Technologie zu zahlen (vgl. Abbildung 4-7).

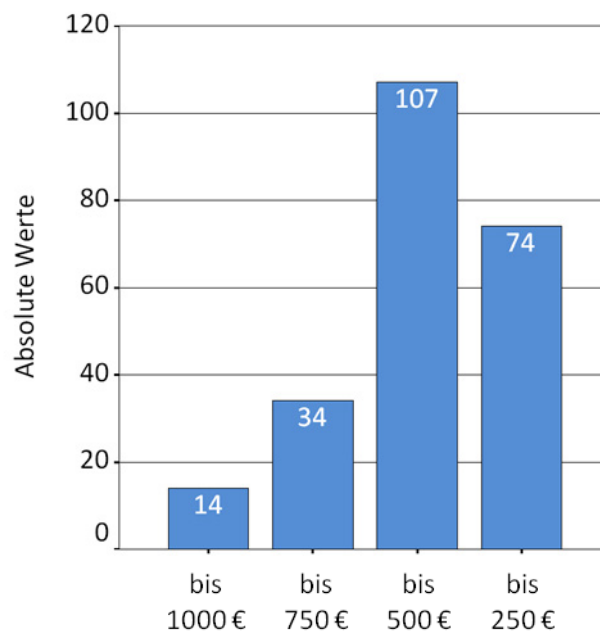


Abbildung 4-7: Zahlungsbereitschaft - Anzahl Nennungen

[Stan-08] sieht die zusätzlichen Implementierungskosten für ein reines Start-Stopp-System auf Mikrohybridbasis bei 300 bis 800€. Geht man von einem Preis von 500€ aus, den 47% der Befragten bereit wären zu zahlen, so ergibt sich bei einer angenommenen Kraftstoffeinsparung von 5%, einem Grundverbrauch von 7 l/100km und bei einem hypothetischen Benzinpreis von 1,30 €/l eine Amortisationsdauer von ca. 110.000 km.<sup>15</sup> Über den gesamten Lebenszyklus des Fahrzeugs kann die Investition als sinnvoll betrachtet werden.

---

<sup>15</sup>  $500[\text{€}] / \left( \left( \frac{7 \text{ l}}{100 \text{ km}} \right) * 0,05 * 1,30[\text{€/l}] \right) \approx 110.000 [\text{km}]$

Bei Betrachtung der einzelnen Fahrzeuge zeigt sich, dass die Zahlungsbereitschaft für Probanden, die den vollhybridisierten Lexus testeten, offenbar höher ist als bei den anderen Fahrzeugen. Inferenzstatistisch konnte ein signifikanter Unterschied zwischen Lexus und BMW sowie zwischen Lexus und Toyota aufgefunden werden.

Tabelle 4-3 gibt eine Übersicht über alle deskriptiven Statistiken, welche den Aussagen in diesem Abschnitt zu Grunde liegen und welche im Anhang detaillierter beschrieben werden. „Me“ steht in dieser Tabelle für den Median,  $\mu$  für den Mittelwert und s für die Standardabweichung, wobei C.1 bis C.10 die gestellten Fragen (s.g. Items) sind und die Skala der Bewertung von -2 („trifft nicht zu“) bis 2 („trifft zu“) reicht.

	BMW			Honda Civic			Honda Insight			Lexus			Mercedes-Benz			Toyota		
	Me	$\mu$	s	Me	$\mu$	s	Me	$\mu$	s	Me	$\mu$	s	Me	$\mu$	s	Me	$\mu$	s
C.1	1	0.45	1.13	-1	-0.81	1.00	-1	-0.83	0.94	-1	-0.61	1.18	0	-0.31	1.13	-1	-0.75	0.81
C.2	-1	-1.07	1.07	-2	-1.43	0.80	-2	-1.33	0.86	-2	-1.54	0.78	-2	-1.60	0.55	-2	-1.55	0.67
C.3	1	0.74	1.21	2	1.73	0.45	1	1.22	0.99	2	1.52	0.69	1	1.20	0.83	1	1.00	0.88
C.4	1	0.85	1.09	2	1.54	0.65	1	1.17	1.03	2	1.04	1.33	1	1.20	0.80	1	0.88	1.04
C.5	-2	-1.24	1.14	-2	-1.86	0.67	-2	-1.72	0.78	-2	-1.87	0.62	-1	-1.06	1.06	-2	-1.25	1.01
C.6	0	-0.15	1.32	0	-0.08	1.32	0	-0.17	1.38	-1	-0.35	1.51	1	0.43	1.24	0	-0.05	1.36
C.7	2	1.26	1.11	1	1.24	0.72	-1	-0.50	1.56	1	1.11	1.15	1	0.86	1.14	1	1.13	1.07
C.8	1	1.02	0.95	1	1.30	0.88	1	1.17	0.78	2	1.57	0.62	1	1.29	0.71	1	1.20	0.72
C.9	1	1.19	0.94	1	1.16	0.898	1	1.17	0.91	2	1.35	0.88	1	0.88	0.98	1	1.05	1.06
C.10	1	1.27	0.74	1	1.14	0.80	1	1.03	0.74	1	0.57	1.04	1	1.12	0.86	1	1.26	0.64

Tabelle 4-3: Übersicht der deskriptiven Auswertung der Probandenversuche

Folgender Zusammenhang konnte festgestellt werden: Je stärker die Hybridisierung der Fahrzeuge, desto besser ist das Ergebnis der Bewertung durch die Probanden. Der Komfort steigt mit zunehmender Hybridisierung an: Fahrzeuge mit konventionellen Startertechnologien schneiden schlechter ab, als Fahrzeuge mit Konzepten die einen höheren Hybridisierungsgrad erreichen.

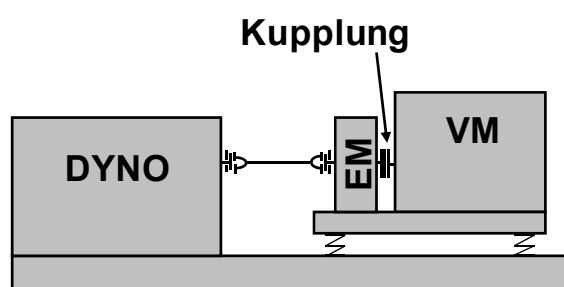
Der signifikante Unterschied in der Vibrationswahrnehmung zwischen den untersuchten Fahrzeugen zeigt, dass hier für Fahrzeughersteller die Möglichkeit besteht, Unterscheidungsmerkmale zu generieren und sich Vorteile gegenüber dem Wettbewerber zu verschaffen, wenn man den Startvorgang möglichst schwingungsarm und damit komfortabel gestaltet. In Abschnitt 5.5 werden Startkomfortoptimierungsmaßnahmen für hybridisierte Ottomotoren untersucht.



## 5. Untersuchung und Optimierung des Hybridstarts von Ottomotoren

### 5.1. Prüfstandsaufbau

Zur Umsetzung, Untersuchung und Optimierung des Hybridstartvorgangs und des in der Parallelarbeit [Fese-09] behandelten startergestützten Direktstarts wurde ein Prüfstand bestehend aus Verbrennungsmotor, E-Maschine und Belastungseinheit aufgebaut und mit Mess- und Automatisierungstechnik ausgestattet.



#### VM:

- 4-Zyl. DI SI
- $V_H = 1796 \text{ cm}^3$
- $P = 127 \text{ kW}$
- $\epsilon = 9.78$

#### EM:

- $P_{\text{Mot,max}} = 15 \text{ kW}$
- $P_{\text{Gen,max}} = 20 \text{ kW}$
- $U = 120 \text{ V (DC)}$
- $M_{\text{max}} = 210 \text{ Nm}$



Abbildung 5-1: Hybridprüfstandsaufbau

Die Komponenten des Hybridprüfstands sind:

- Vierzylinder Reihenottomotor: Direkteinspritzung homogen; Abgasturboaufladung; Hubraum 1,8l; Verdichtungsverhältnis 9,78; Max. Drehmoment 257 Nm; Leerlaufdrehzahl 750 1/min
- E-Maschine (ISG) aus Serienfahrzeug S400 Hybrid von Mercedes-Benz: Permanent erregte Synchronmaschine; motorische Leistung 15 kW; generatorische Leistung 20 kW; max. Drehmoment 210 Nm
- Leistungselektronik (LE) aus Serienfahrzeug S400 Hybrid von Mercedes-Benz: wassergekühlt; DC-Spannungsniveau 120 V
- Mechanische Anbindung des Elektromotors (Eigenkonstruktion)
- Aggregatekoordination zwischen Motorsteuergerät und LE (Eigenentwicklung)

- Asynchronleistungsbremse APA 029/12-4/7 der Fa. AVL List GmbH: max. Bremsdrehmoment 300 Nm (bis  $n = 4000$  1/min)
- Prüfstandsautomatisierungssystem Puma Open 1.3 der AVL List GmbH
- Batteriesimulator als Hochvoltspannungsversorgung: Max. Leistung 180 kW; Spannungsniveau von 10-600 V; max. Strom von 300 A; Innenwiderstand einstellbar
- Indiziersystem AVL Indiset Advanced Plus mit Zylinderdruckindizierung auf allen vier Zylindern
- Sondermesstechnik zur Vibrationserfassung und KW-Positionserfassung

Auf Besonderheiten dieses Prüfstandsaufbaus, wie die im Rahmen dieser Arbeit entstandene mechanische Anbindung des ISGs, die Hochvoltspannungsversorgung, die programmierte Aggregatekoordination und die Sondermesstechnik wird in den folgenden Abschnitten detaillierter eingegangen.

### 5.1.1. Mechanische Anbindung des ISGs

Der Verbrennungsmotor besitzt aufgrund seines Gaswechsellmoments (vgl. 5.2.1) eine Drehungleichförmigkeit, die sich wegen der Wechsellasten auf die Kurbelwelle und den daraus resultierenden Durchbiegungen in einer Taumelbewegung des Kurbelwellenflansches niederschlägt.

Eine Herausforderung bei der direkten Anbindung der E-Maschine an den Verbrennungsmotor besteht damit in der Berücksichtigung dieser Taumelbewegung. Der ISG besitzt einen Luftspalt von 1 mm zwischen Rotor und Stator. Ein starkes Taumeln des Rotors könnte eine Kollision der beiden Bauteile und damit verbunden deren Beschädigung zur Folge haben. Verschärft wird diese Situation durch die Adaption des ISG von einem 6-Zylinder- an einen kleineren 4-Zylindermotor. Der 6-Zylindermotor verfügt über ein größeres Kurbelgehäuse mit größerem Bauraum zwischen Kurbelwellenflansch und Kurbelgehäuseflansch in radialer Richtung. Um den notwendigen radialen Bauraum zur Adaption des ISG an den 4-Zylinder-Verbrennungsmotor zu schaffen, muss die E-Maschine axial in Richtung Getriebe versetzt werden. Ein Taumeln der Kurbelwelle führt demnach zu größeren radialen Auslenkungen des Rotors und damit zu einer größeren Kollisionsgefahr (Abbildung 5-2).

Zur Lösung dieses Problems wurde eine torsionssteife, biegeeweiche Kupplung zwischen ISG-Rotor und Kurbelwellenflansch installiert. Diese entkoppelt die Taumelbewegung von der Rotation. Das dafür notwendige Lagerkonzept wird im Folgenden erläutert.

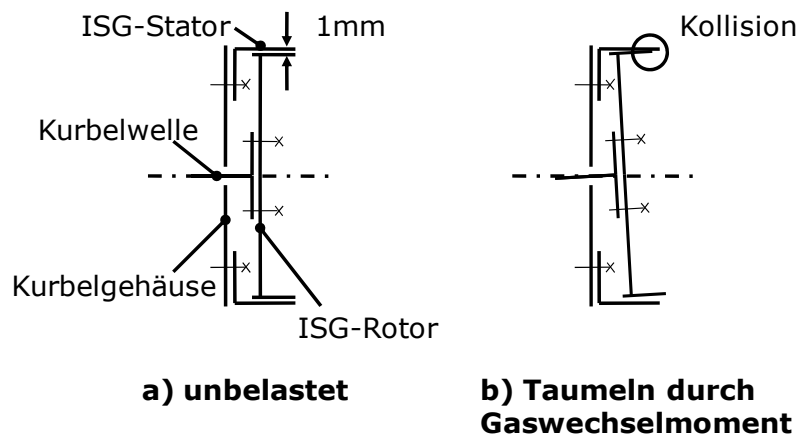


Abbildung 5-2: Kollisionsproblematik durch Taumelbewegung

In Abbildung 5-3 ist die konstruktive Umsetzung der Anbindungslösung dargestellt. Das Lagerungskonzept wurde als Fest- /Loslagerung ausgeführt. Als Festlager wird ein Pendelrollenlager (9) eingesetzt. Das Loslager wird über die radiale Führung der Welle (8) in der Kurbelwelle (1) dargestellt, wobei der in der Kurbelwelle geführte Zapfen ballig geschliffen ist. Diese Balligkeit hat den Vorteil, dass eine Relativbewegung (Taumeln) zwischen Kurbelwellenflansch und ISG-Rotor stattfinden kann. Der Wellenzapfen kann über die Balligkeit in der Kurbelwelle abrollen und entkoppelt damit Taumeln von Drehung, weswegen der ISG-Rotor aufgrund seiner Lagerung über das Pendelrollenlager (axial und radial) und der Balligkeit (radial) stabil, ohne die Gefahr einer Kollision zwischen Rotor und Stator, drehen kann.

Das Drehmoment wird über eine torsionssteife, biegeeweiche Wellenkupplung (6) mit zwei Federpaketen übertragen. Parallel zum Drehmoment des Verbrennungsmotors kann über die Welle ein Drehmoment der E-Maschine aufgeprägt werden. Der Drehmomentabgriff kann schließlich über einen Flansch (10) auf die Prüfstandswelle der Belastungseinheit stattfinden. Der Flansch wird aus Montagegründen nach dem Anbau des ISG an den Verbrennungsmotor über ein Radialspannelement reibkraftschlüssig auf der Welle (8) verbaut.

Der Flansch mit Ringspannelement (10) kann bei einem Schraubenanzugsmoment von 12 Nm ein maximales Drehmoment von 780 Nm übertragen [Ring-07]. Montiert wird das Spannelement jedoch nur mit jeweils 8 Nm Anzugsdrehmoment pro Spannschraube. Daraus resultiert ein maximales übertragbares Drehmoment von 580 Nm, so dass bevor die Festigkeitsgrenzen von Bauteilen, wie der flexiblen Wellenkupplung erreicht sind, das Ringspannelement durchrutscht und es zu keiner Bauteilschädigung kommen kann.

In Abbildung 5-3 ist die Installation eines Anlasserzahnkranzes zu sehen. Dieser wird parallel im Triebstrang integriert, um alternativ mit konventionellem Anlasser zu starten und damit die Startarten konventioneller Anlasserstart, starterunterstützter Direkt-

start und Hybridstart miteinander vergleichen zu können. Die entsprechenden Ergebnisse sind in [Fese-09] dargestellt.

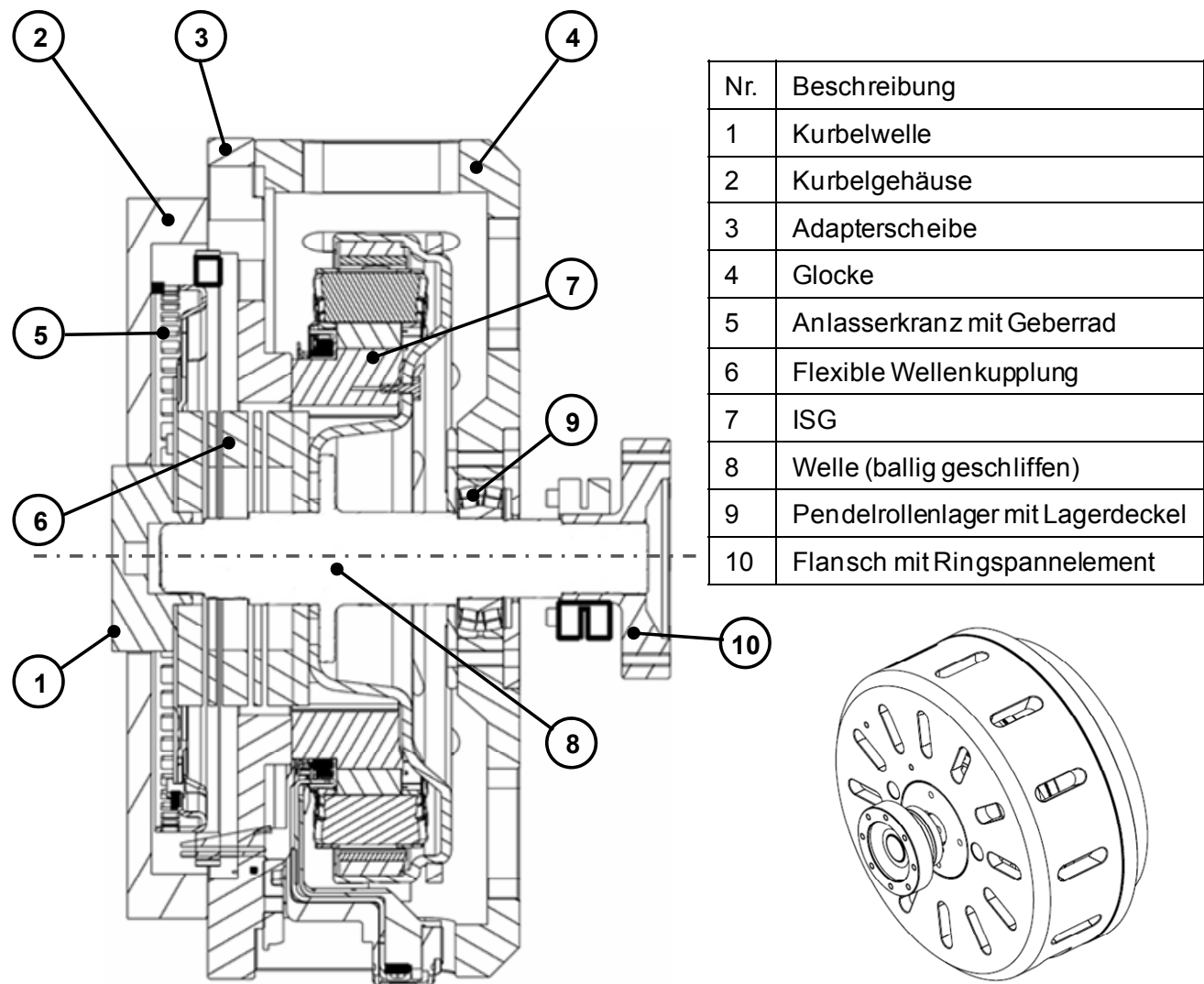


Abbildung 5-3: Mechanische Anbindung des ISG an den Verbrennungsmotor

### 5.1.2. Hochvoltspannungsversorgung

Die elektrischen Komponenten des am Prüfstand verbauten Hybridsystems stammen aus dem zum Zeitpunkt der Arbeit in der Entwicklung befindlichen Serienfahrzeug S400 Hybrid von Mercedes-Benz. Im Fahrzeug wird die elektrische Energie in einem Lithium-Ionen-Hochvolt-Akkumulator auf einer Spannungsebene von 120 V gespeichert. Eine entsprechende Gleichspannungsversorgung muss auch am Hybridprüfstand zur Verfügung gestellt werden.

Die naheliegende Installation der Serienbatterie war jedoch zu aufwendig, da der komplexe Restfahrzeugbus inklusive aller Sicherheitsfunktionalitäten hätte simuliert werden müssen, um das Batteriesteuergerät (befindet sich im gleichen Gehäuse wie die



Batteriezellen) in Betrieb nehmen zu können. Die dort bedateten Sicherheitsumfänge lassen sich nicht ohne weiteres deaktivieren. Die Programmierung des Batteriesteuergerätes gehört zum firmeninternen Know-how des Batterieherstellers, weshalb extern nicht genügend Detailinformationen vorhanden sind. Ohne Restfahrzeugbussimulation oder das s.g. Ausbedaten der Sicherheitsfunktionen öffnet das Batteriesteuergerät die in der Batterie befindlichen Schütze und die Batterieklemmen sind spannungsfrei.

Um kurzfristig den Prüfstand auch ohne HV-Li-Ionen-Batterie in Betrieb nehmen zu können wurde eine Behelfslösung aus zehn in Reihe geschalteten konventionellen 12 V-KFZ-Bleibatterien geschaffen. Die Verkabelung zwischen den einzelnen Batteriepolen wurde mit Kabelquerschnitten von 35 mm<sup>2</sup> umgesetzt, um den Innenwiderstand der HV-Spannungsversorgung möglichst gering zu halten. Der Innenwiderstand lässt sich aus Ruhespannung, Spannung unter Last und dem korrespondierenden Strom nach folgender Gleichung berechnen:

$$R_i = \frac{U - U_{Ruhe}}{I} \quad \text{Gl. 5-1}$$

Der Innenwiderstand der Bleibatterielösung beträgt 112 mΩ und liegt über der Li-Ionen-Serienbatterie.

Eine dauerhafte HV-Spannungsversorgung am Prüfstand, welche auch für andere Hybridkonzepte mit größeren elektrischen Leistungen ausreichend ist, wurde mit der Installation eines Batteriesimulators geschaffen.

Der Simulator kann eine Leistung bis 180 kW in einem Spannungsbereich von 10 bis 600 V bei einem maximalen Strom von +/-300 A aufnehmen oder abgeben. Sein Innenwiderstand kann für beide Richtungen, also bei Betrieb des Simulators als Stromquelle oder -senke, separat eingestellt werden. Über die am Simulator vorhandene CAN-Schnittstelle (vgl. 5.1.3) ist es in Verbindung mit einem PC möglich, komplexe Batteriemodelle zu hinterlegen und Kennwerte dynamisch zu verändern.

Für die Untersuchungen in Rahmen dieser Arbeit sind keine komplexen Batteriemodelle implementiert worden. Für den Startvorgang ist es vielmehr wichtig, dass die Größen Sollspannung, Innenwiderstand und die eingestellten Stromgrenzen vom Simulator dargestellt werden.

Da der Simulator etwa 50 m entfernt von der Prüfzelle mit Prüfstandsaufbau aufgestellt ist, existiert trotz Querschnitte von 150 mm<sup>2</sup> in den Leitungen zwischen Zelle und Simulator ein Spannungsabfall über die Kabel. Dieser wird durch eine s.g. Power-Distribution-Unit (PDU) über einen Regelkreis kompensiert. Dazu wird über eine Sense-Leitung die Ist-Spannung am Prüfstand gemessen (vgl. Abbildung 5-5). Weicht

diese von der implementierten Sollspannung ab, so wird am Simulator ein höheres Spannungsniveau eingestellt bis der Sollspannungswert in der Zelle erreicht ist.

Zur Überprüfung der Funktionalität des Simulators werden unterschiedliche Sollwiderstände von 60, 80 und 100 m $\Omega$  appliziert. Am Prüfstand wird der ISG motorisch und generatorisch bei verschiedenen Lasten betrieben. Aus den gemessenen Strom und Spannungspaaren lässt sich der jeweilige Innenwiderstand nach Gl. 5-1 berechnen. In Abbildung 5-4 sind die Mittelwerte der gemessenen Ströme und Spannungen dargestellt. Die abgebildeten Fehlerindikatoren symbolisieren für beide Achsen die Standardabweichung. Es ist zu sehen, dass die Istinnenwiderstände nahezu den Sollinnenwiderständen entsprechen. Abweichungen liegen im Bereich von unter 1%.

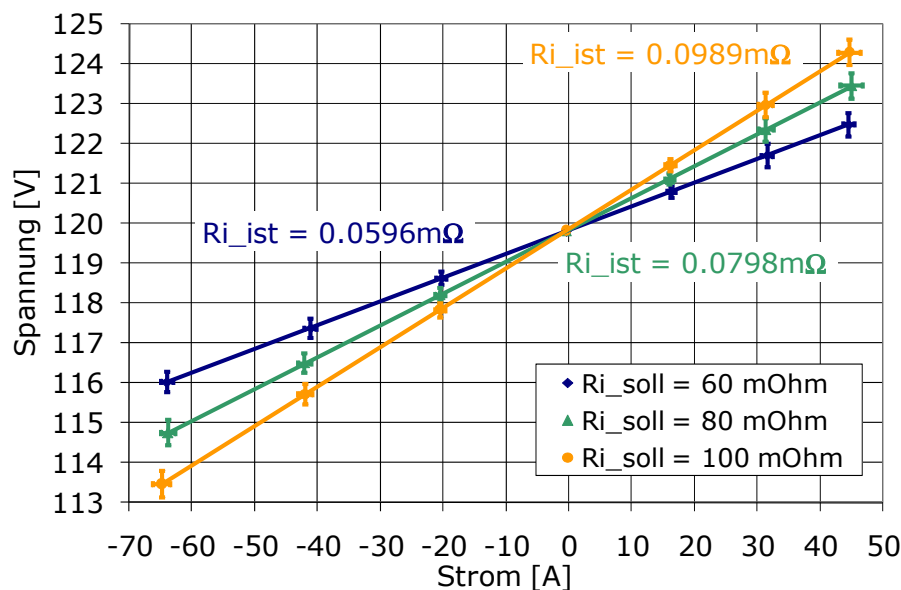


Abbildung 5-4: Überprüfung der Sollinnenwiderstände des Batteriesimulators

Die Hochvoltspannungsversorgung kann demnach über den Batteriesimulator auf dem für Start-Stopp-Untersuchungen notwendigen Niveau dargestellt werden. Die gewünschte Batterietechnologie (z.B. Blei oder Li-Ionen) lässt sich über die Variation des Innenwiderstandes und des Spannungsniveaus mit ausreichender Abbildungstiefe simulieren. In Abschnitt 5.3 wird auf diese Parametervariation eingegangen und der Einfluss der HV-Batterie auf den Hybrid-Startvorgang untersucht.

### 5.1.3. Steuerung von EM und VM

Zur Ansteuerung von Leistungselektronik und Verbrennungsmotor werden unterschiedliche Schnittstellen verwendet. Auf das Motorsteuergerät (MSG) wird über eine ETK<sup>16</sup>-Schnittstelle mit der Software ETAS INCA zugegriffen. Die Leistungselektronik wird hingegen über eine CAN<sup>17</sup>-Verbindung mit der Software CANoe der Firma Vector bedatet und angesteuert. Sämtliche Forderungen (Solldrehmoment, Betriebsart, Solldrehzahl etc.) werden über diese Schnittstelle an das Steuergerät in der Leistungselektronik (LE) kommandiert. Die elektrische Anbindung der am Prüfstand verbauten Komponenten ist in Abbildung 5-5 dargestellt.

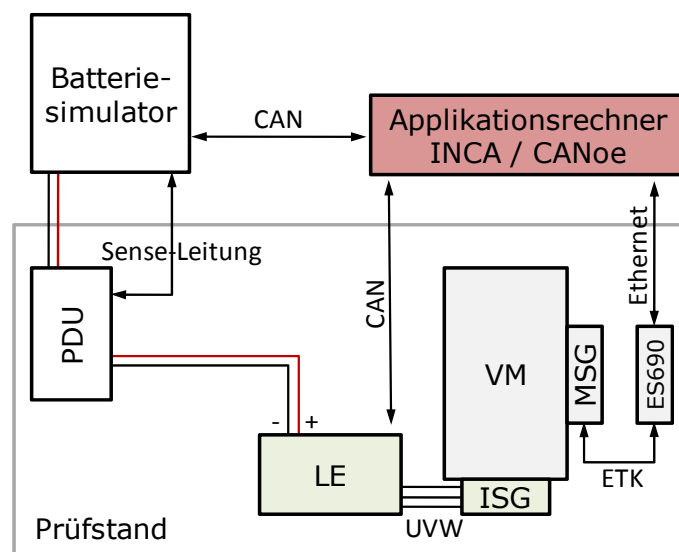


Abbildung 5-5: Konzept der elektrischen Anbindung von LE, EM und MSG

Beide Steuergeräte (MSG und LE) benötigen die Simulation der Kommunikation der restlichen, am Prüfstand nicht real vorhandenen Fahrzeugsysteme (Getriebe, Wegfahrsperr, Batteriemanagement etc.). Alle für das MSG notwendigen Botschaften werden über eine externe Restbussimulation von Mercedes-Benz für Prüfsandaufbauten

<sup>16</sup> Der Emulatortastkopf (ETK) ermöglicht die Übertragung großer Datenmengen bei der Applikation und Messung. Das Steuergerät wird nicht durch Protokollaufgaben belastet. Das Steuergerät unterliegt großen technischen Änderungen (z.B. wird der übliche Flashspeicher durch RAM ersetzt) [Etas-06].

<sup>17</sup> Der CAN-Bus (Controller Area Network) stellt eine serielle Vernetzung von Steuergeräten, die erstmals 1986 von Bosch für den Einsatz in Fahrzeugen vorgestellt wurde, dar [Reif-06]. Alle an einem gemeinsamen Bus angeschlossenen Steuergeräte sind gleichberechtigt und können Nachrichten versenden, empfangen und anfordern.

nachgebildet. Die für den Betrieb der LE relevanten Signale werden über eine eigene Simulation in CANoe imitiert. Über diese Signale wird die LE kommandiert.

Zwischen Motorsteuergerät und Leistungselektronik findet keine Kommunikation statt, da der Verbrennungsmotor und sein Steuergerät nicht für hybride Triebstränge entwickelt worden sind. Um dennoch reproduzierbar beide Aggregate (ISG und VM) ansteuern zu können wurde eine Aggregatekoordination (AGK) entwickelt, welche über die Schnittstellen CAN und ETK und die korrespondierenden Softwaretools auf LE respektive MSG zugreifen und Applikationsparameter (z.B. Zündwinkel oder ISG-Sollmoment) automatisiert verändern kann. Das AGK-Konzept ist in Abbildung 5-6 schematisch dargestellt.

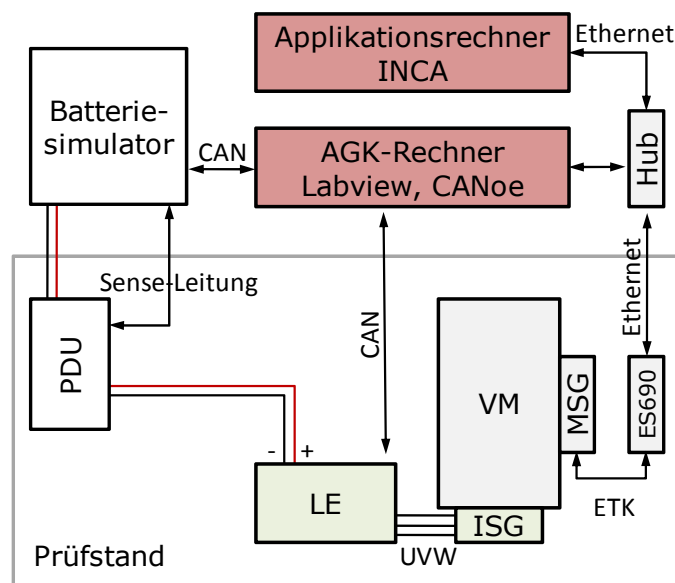


Abbildung 5-6: Schema der Aggregatekoordination

Dabei ist ein weiterer Rechner mit den Softwareumgebungen National Instruments LabVIEW<sup>18</sup> und Vector CANoe in den Prüfstand eingebunden. Über die datenflussorientierte Programmierungsumgebung LabView werden intern auf dem gleichen Rechner über eine ActiveX-Schnittstelle die Software CANoe und extern über eine Ethernetverbindung (TCP/IP) und die Schnittstelle ASAM-MCD<sup>19</sup> die auf dem Messrechner befindli-

<sup>18</sup> LabVIEW steht für „Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench“ und erschien in der ersten Version 1986. Es ist ein graphisches Programmiersystem, welches von Ingenieuren und Naturwissenschaftlern im Bereich der Mess-, Regel- und Automatisierungstechnik eingesetzt wird [Geor-07].

<sup>19</sup> Das ASAM-MCD Protokoll ermöglicht einen einfachen Datenaustausch zwischen einem Automatisierungssystem und einem Messsystem, wobei ein striktes Master-/Slave-Prinzip herrscht.

che Applikationssoftware INCA automatisiert. Die restliche Kommunikation bleibt bestehen (CANoe kommuniziert über eine CAN-Verbindung mit der LE, INCA über ETK mit dem MSG). Die CAN-Kommunikation mit dem Batteriesimulator kann in diesem Aufbau auch über den AGK-Rechner und CANoe hergestellt werden.

Der Aufbau des AGK-Hauptprogrammteils wurde als Erzeuger-Verbraucher-Architektur ausgeführt, wobei eine zeitliche Steuerung des Prüfstands erfolgt und jedem Befehl ein Datentripel aus einem Zeitpunkt, einer zu ändernden Variable und einem Wert bzw. Satz von Werten zugeordnet wird. Die Erzeugerschleife liest diese Datensätze aus einer Textdatei aus, verarbeitet sie und erstellt zwei Warteschlangen (s.g. Queues), die jeweils von Verbraucherschleifen, die die Befehle zeitgenau an die Schnittstellen schicken, ausgelesen werden.

Es können Prüfabläufe hinterlegt werden, über welche in einem zeitlichen Ablauf Kommandos an beide Steuergeräte (LE und MSG) gesendet werden. Das kleinste Zeitraster zwischen zwei INCA-Befehlen beträgt 10ms, weshalb die minimale zeitliche Distanz zwischen der Ausführung von zwei Befehlen in der Aggregatekoordination auch auf 10ms limitiert ist. Neben der Automatisierung über einen zeitlichen Ablaufplan können Messsignale überwacht werden, wobei bei vorgegebenen Schaltwerten dann eine Reaktionskette gestartet wird. Das AGK-Konzept wird zum reproduzierbaren Steuern und Automatisieren der Startversuche in den folgenden Kapiteln eingesetzt.

### **5.1.4. Messtechnik**

Am Prüfstand wurden Druck- und Temperatursensoren entlang des Luftpfades sowie im Kühlwasser- und Ölkreislauf und der Kraftstoffversorgung verbaut. Eine Übersicht der Messstellen und installierten Sensoren befindet sich im Anhang.

Zur Indizierung des Brennraumdruckes aller Zylinder werden Druckaufnehmer der Firma AVL (Modell GU23D) verwendet. Es handelt sich hierbei um ungekühlte, piezoelektrische Drucksensoren, welche in zusätzlichen Bohrungen im Zylinderkopf installiert sind. Sie erlauben eine Erfassung des Brennraumdrucks im Bereich von 0 bis 250 bar und besitzen eine Empfindlichkeit von 35 pC pro bar.

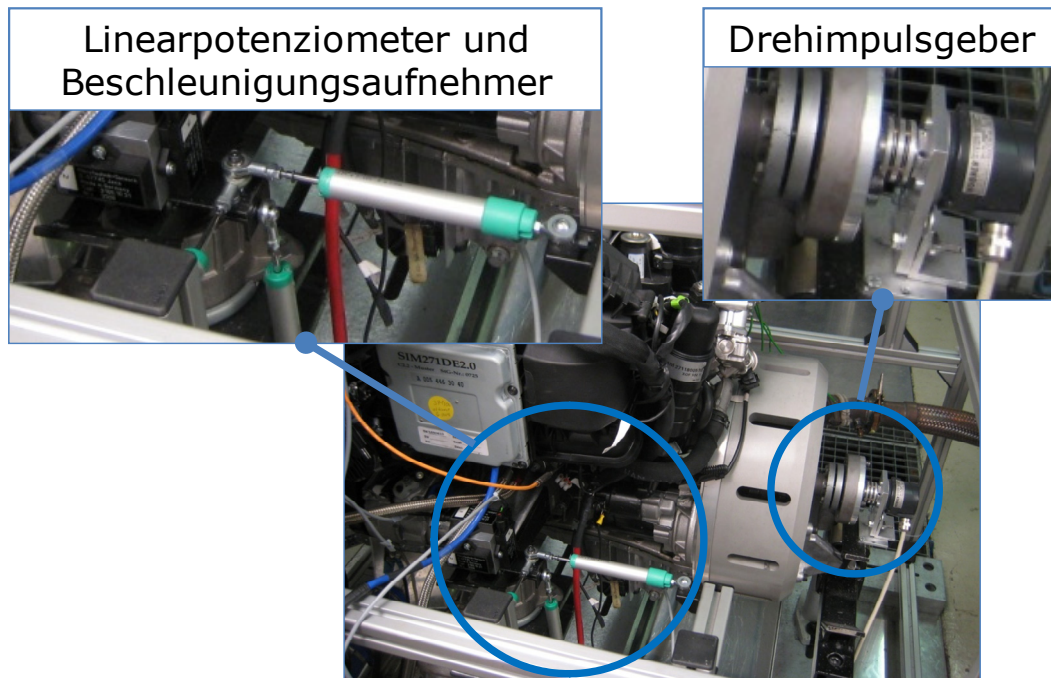


Abbildung 5-7: Vibrationsmesstechnik- und Drehimpulsgeberinstallation

Neben der Kurbelwinkelerfassung über eine konventionelle Winkelmarke kann ein Drehimpulsgeber mit Richtungserkennung der Fa. Hübner installiert werden. Damit wird es möglich, bei Drehrichtungsänderung (z.B. im Auslauf des Motors) die Kurbelwellenposition zu erfassen. Der Sensor kann bei Bedarf für Startversuche bei ausgebauter Prüfstandswelle (Abbildung 5-7) an den Flansch der ISG-Anbindung montiert werden.

Zur Erfassung der Aggregatevibration sind drei Linearpotenziometer und drei Beschleunigungsaufnehmer am in Fahrtrichtung linken Motorhauptlager installiert. In Abbildung 5-8 ist eine Vibrationsmessung in z-Richtung während eines Startvorgangs dargestellt. Die aus den Linearpotenziometern gewonnenen Messergebnisse werden verglichen mit den durch zweifache Integration aus den Beschleunigungsmessungen errechneten Auslenkungen. Es ist zu erkennen, dass die Ergebnisse aus beiden Messprinzipien sowohl qualitativ als auch quantitativ kaum voneinander abweichen. Daraus lässt sich schließen, dass die Sensoren korrekt installiert sind und beide Messprinzipien (Spannungsteiler zur Messung der Bewegung und seismische Masse zur Messung der Beschleunigung – zweifach integriert) zu den gleichen, plausiblen Messergebnissen führen.

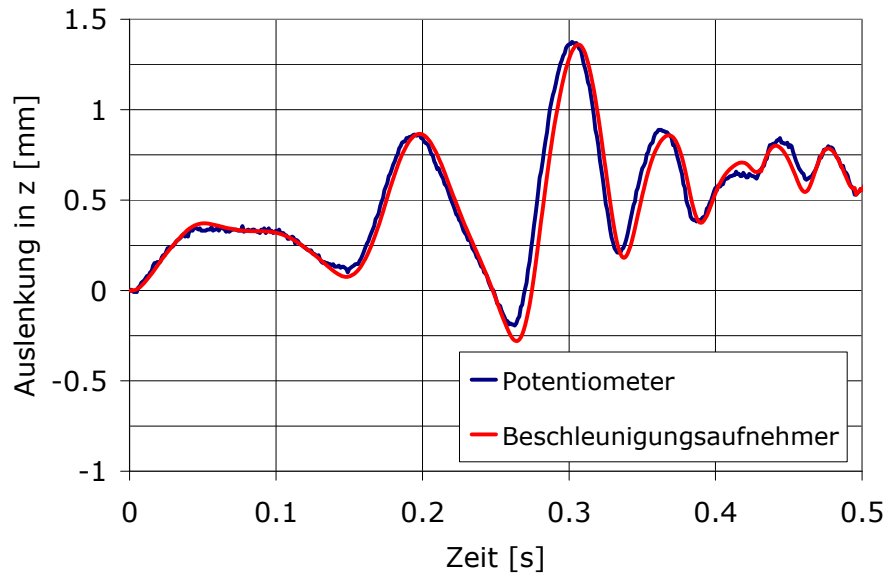


Abbildung 5-8: Vergleich der Vibrationsmesstechnik

Es sind des Weiteren Strom- und Spannungsmesstechnik am konventionellen Anlasser sowie an der Leistungselektronik auf der Gleichspannungsseite (Anschluss der HV-Versorgung) installiert. Die Messdaten werden über das Erfassungssystem Indiset Advanced Plus 641 der Fa. AVL mit einer Messfrequenz von bis zu 800 kHz [Avll-05] erfasst. Wie in Abschnitt 5.1.3 beschrieben werden zusätzlich die steuergeräteinternen Messgrößen von MSG und LE über eine ETK- bzw. CAN-Schnittstelle erfasst.

### 5.2. Reibungsuntersuchung am Hybridprüfstand

Nach DIN 1940 wird die Reibleistung eines Hubkolben-Verbrennungsmotors mit innerer Verbrennung als die Leistung zur Überwindung der mechanischen Reibung und aller zum Antrieb des Motors erforderlichen Hilfseinrichtungen, außer dem mechanisch von der Motorwelle angetriebenen Lader und / oder dem Spülgebläse definiert [Fisc-99]. Die Reibverluste im Motor entstehen durch [Hohe-08]:

- Relativbewegungen der Triebwerksteile (mechanische Verluste)
- Aerodynamische und hydraulische Verluste
- Verluste durch Antriebe von Steuerungen und Hilfsantrieben

Die Reibung hängt in erster Linie von der Motordrehzahl und der Motortemperatur ab. Die aus dem Reibmoment resultierende Verlustleistung steigt vereinfacht quadratisch mit der Drehzahl an.

Die Reibungsverluste wurden in den folgenden Untersuchungen über das Verfahren der Schleppindizierung bestimmt. Das Verfahren der Schleppindizierung wird dabei der gefeuerten Indizierung vorgezogen. Gründe dafür sind nach [Hohe-94]:

- Steigerung in der Genauigkeit der  $p_{mr}$ -Bestimmung, die aus der Differenzenbildung zweier fast gleich großer Werte besteht. Im Schleppbetrieb besitzen indizierter Mitteldruck, Schlepp- und Reibmitteldruck die gleiche Größenordnung. Im gefeuerten Betrieb können indizierter und effektiver Mitteldruck eine Größenordnung größer sein als der Reibmitteldruck (Vollast). Ungenauigkeiten in den Messgrößen wirken sich dementsprechend stärker auf das Ergebnis aus.
- Steigerung in der Genauigkeit der  $p_{mi}$ -Bestimmung (kein Thermoschock)
- Der Einfluss der Last auf den Reibmitteldruck ist gering gegenüber dem Drehzahleinfluss zu werten.

Bisherige Reibungsuntersuchungen beschäftigten sich mit der Reibung ab Leerlaufdrehzahl bis zur Drehzahlgrenze. Der unter Leerlaufdrehzahl liegende Betriebsbereich ist aber gerade für die Untersuchung und Optimierung des Startverhaltens von Interesse.

Würde der Verbrennungsmotor mit der Prüfstandbremse geschleppt, so wäre ein sicherer Prüfstandbetrieb unterhalb 750 1/min nicht gewährleistet. Anregungen im Eigenfrequenzbereich des Aufbaus aus Verbrennungsmotor und ISG führen zu großen Aggregatschwingungsamplituden, welche die mechanische Wellenverbindung zwischen



Aggregat und Belastungseinheit bei längerem Betrieb in diesem Bereich zerstören könnten.

Die Besonderheit des Hybridprüfstandaufbaus, den Motor bei ausgebaute Welle mit ISG schleppen zu können, ermöglicht hingegen eine Reibungsuntersuchung auch unterhalb der Leerlaufdrehzahl im Eigenfrequenzbereich.

Der Reibmitteldruck berechnet sich wie folgt [Dolt-06]:

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me} \quad \text{Gl. 5-2}$$

mit

$$p_{mi} = \frac{1}{V_h} \oint p_i \cdot dV \quad \text{Gl. 5-3}$$

und

$$p_{me} = \frac{M_d \cdot 4\pi}{V_h} \quad \text{Gl. 5-4}$$

Das korrespondierende Reibmoment errechnet sich nach [Hohe-08] zu:

$$M_r = \frac{p_{mr} \cdot V_H \cdot 0,5 \cdot 100}{2\pi} \text{ mit } p_{mr} \text{ in [bar]}; V_H \text{ in [l]} \quad \text{Gl. 5-5}$$

In Abbildung 5-9 ist das über die Schleppindizierung ermittelte Reibmoment des Versuchsmotors in Abhängigkeit der Drehzahl dargestellt. Die den Messergebnissen zugrunde liegenden Versuche wurden bei konstanter Kühlwassertemperatur von 82°C +/- 2°C und konstanter Öltemperatur von 85°C durchgeführt.

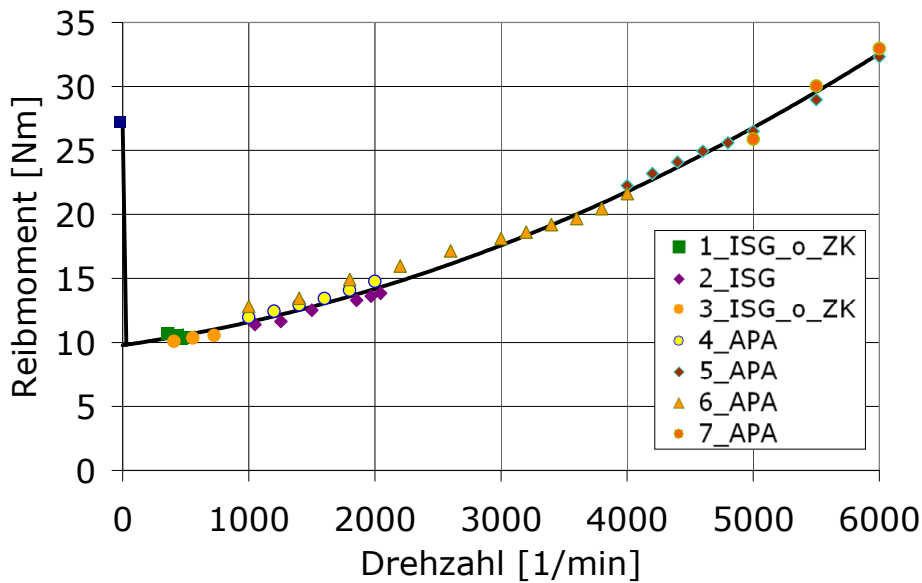


Abbildung 5-9: Gemessenes Reibmoment

Die verschiedenen Messreihen unterscheiden sich durch die antreibende (schleppende) Maschine. In den Messungen „APA“ wurde der Verbrennungsmotor von der Asynchronbremse geschleppt. Die Messungen „ISG“ zeigen Messergebnisse aus dem Schleppbetrieb mit ISG. Große Schwierigkeiten bei niedrigen Drehzahlen bereiten die zum gesamten Schleppmoment vergleichsweise großen Schwankungen des Gaswechselsmoments, welche ein Schleppen bei möglichst konstantem Drehmoment und Drehzahl unmöglich machen. Die Messungen in diesen Betriebsbereichen wurden deshalb mit ausgebauten Zündkerzen durchgeführt, so dass kein Kompressionsdruck aufgebaut wird und demnach das Gaswechselsmoment nahezu konstant bleibt.

Das Reibmoment im Bereich unterhalb Leerlaufdrehzahl beträgt zwischen 9,9 Nm bei nahezu Stillstand bis zu 11,1 Nm bei Leerlaufdrehzahl von 750 1/min.

Das Losbrechmoment weist einen kurbelwinkelabhängigen Verlauf auf (Abbildung 5-10). Zur Überwindung der Haftreibung der Kolben wird je nach Kurbelwellenposition ein unterschiedliches Drehmoment benötigt. Die Reibung der Kolbenbaugruppe verursacht einen Großteil der Gesamtreibung des Motors, sodass sich für das Gesamtlosbrechmoment ebenfalls ein kurbelwinkelabhängiger Verlauf einstellt.

Anschaulich lässt sich dieser Verlauf durch das kurbelwinkelabhängige Übersetzungsverhältnis zwischen Kurbelwelle und Kolben erklären. Um die beiden Totpunkte führt eine Verdrehung der Kurbelwelle nur zu einer minimalen Verschiebung der Kolben. Das Übersetzungsverhältnis ist groß (Übersetzung ins Langsame), d.h. es wird nur ein sehr kleines Drehmoment zur Überwindung einer am Kolben angreifenden Reibkraft benötigt. Exakt in den Totpunkten wird das aus der Kolbenreibung resultierende Losbrechmoment zu null, das Gesamtlosbrechmoment nimmt sein Minimum ein. Die größte Verschiebung des Kolbens pro °KW liegt vereinfacht dann vor, wenn das Pleuel

tangential zur Kurbel steht. Bei einem Pleuelstangenverhältnis von  $\lambda=0,27$  (untersuchter Versuchsmotor) ist das bei 73 °KW (bzw. 253 °KW) der Fall. In dieser Kurbelstellung ist das Übersetzungsverhältnis am kleinsten (Übersetzung ins Schnelle), wodurch das Gesamtlosbrechmoment hier sein Maximum einnimmt.

Das mittlere Losbrechmoment über 360°KW beträgt 27Nm. Die gemessenen Losbrechmomente wurden mit einem kalibrierten Drehmomentschlüssel dreifach wiederholt bestimmt.

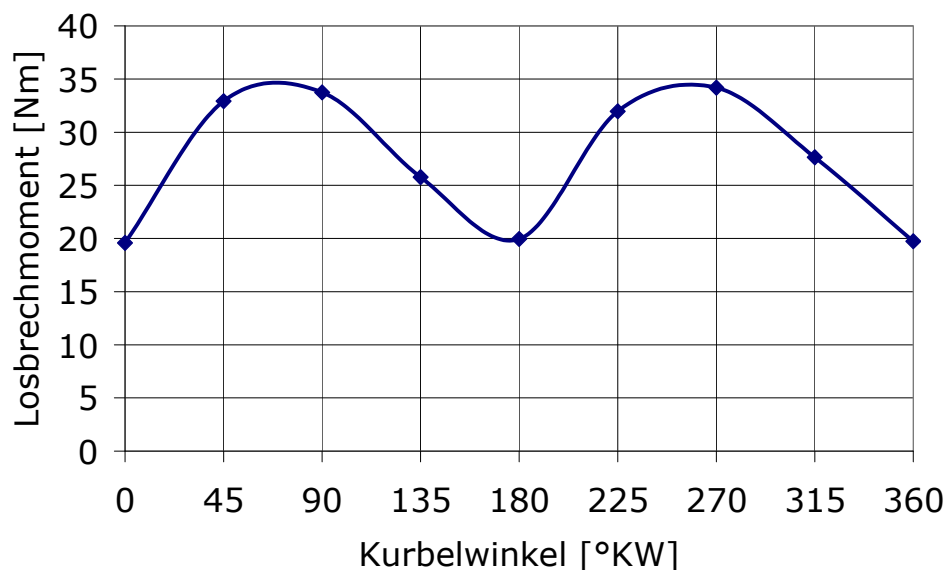


Abbildung 5-10: Gemessener Verlauf des Losbrechmoments

Die Höhe des Losbrechmomentes im Vergleich zum geringeren Reibmoment nahe Stillstand lässt sich über die s.g. Stribeckkurve erklären.

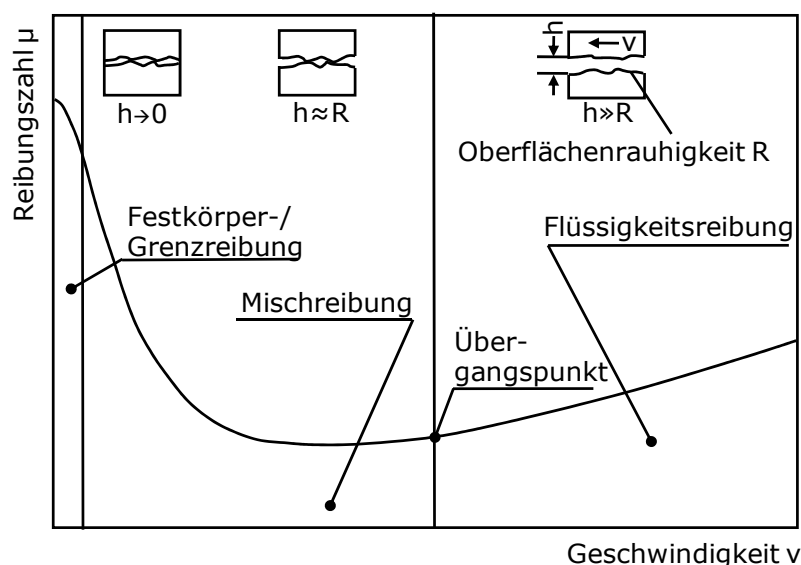


Abbildung 5-11: Stribeckkurve (nach [Fisc-99])

Im Bereich der Haftreibung und Festkörper-/Grenzreibung sind Reibzahl und damit Reibmoment höher, als im Bereich der Misch- bzw. Flüssigreibung, in dem sich zwischen den Reibpartnern ein flüssiger Schmierfilm ausgebildet hat. Unmittelbar bei Losdrehen des Motors wird dieser Stribeckbereich in nahezu allen Reibpaarungen durchlaufen, weshalb das Losbrechmoment größer ist als das Reibmoment bei niedrigen Drehzahlen nach Ausbildung des flüssigen Schmierfilms.

## 5.2.1. Startdrehmoment

Zum Starten des Verbrennungsmotors muss zunächst das Losbrechmoment überwunden werden. Das anschließende Hochlaufverhalten lässt sich durch folgende Bewegungsgleichung beschreiben:

$$\theta \ddot{\phi} = M_{Starter} + M_{Gas} - M_r \quad \text{Gl. 5-6}$$

Das Starterdrehmoment  $M_{Starter}$  ist dabei das von der Starteinrichtung (z.B. ISG) aufzubringende Drehmoment. Dieses muss zur Beschleunigung des Motors die Reibung ( $M_r$ ) sowie in den Kompressionsphasen das Gaswechsellmoment ( $M_{Gas}$ ) überwinden. Unter Kaltstartbedingungen ist das Startdrehmoment aufgrund der geringen Öltemperatur höher als im Warmstart. Die mit der Temperatur abnehmende Viskosität des Öls führt zu erhöhter Reibung aller Reibpaarungen woraus ein höheres Reibmoment resultiert. Die EM muss dementsprechend bezüglich ihres Drehmomentes für Kaltstartbedingungen ausgelegt sein. In diesem Abschnitt wird das minimale Starterdrehmoment ausschließlich für den Warmstart (Start-Stopp-Betrieb) untersucht.

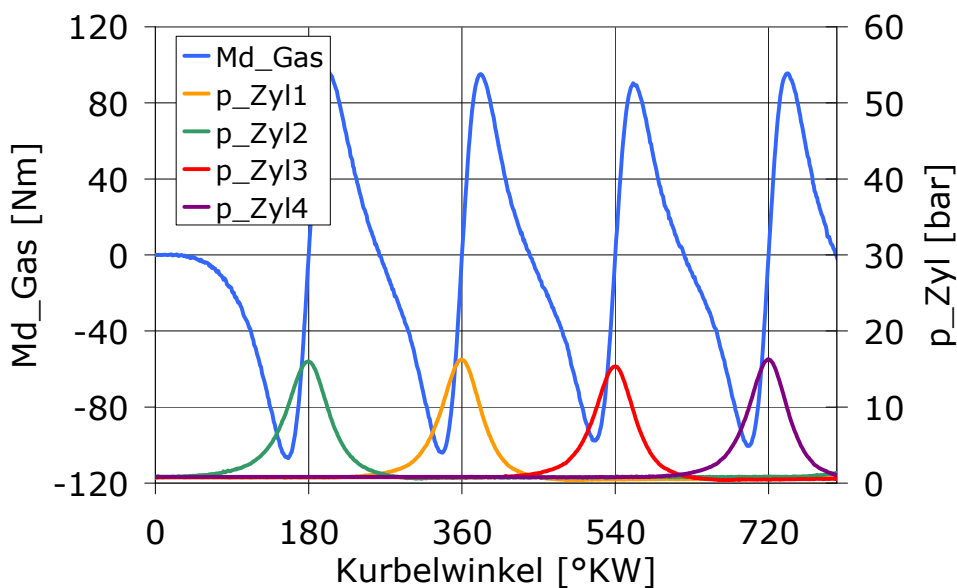


Abbildung 5-12: Gaswechsellmoment beim Start ohne Verbrennung

Das aus den gemessenen Zylinderdrücken berechnete Gaswechselmoment bei voller Zylinderfüllung im ungefeuerten Betrieb ist in Abbildung 5-12 dargestellt. Es beträgt minimal -105 Nm. Die Annahme liegt nahe, dass insgesamt von der Starteinrichtung zur Beschleunigung des Motors ein Drehmoment von ca. 115 Nm (Reibung plus Gaswechselmoment in der Kompression) aufgebracht werden müsste. Im Bereich des betragsmäßig größten Gaswechselmoments besitzt der Motor jedoch bereits durch seine erreichte Drehzahl und Trägheit eine gewisse rotatorische, kinetische Energie, weshalb das Startdrehmoment für einen erfolgreichen Start geringer sein kann.

Der nach Bewegungsgleichung (Gl. 5-6) berechnete Drehzahlverlauf stellt sich in Abhängigkeit eines konstant anliegenden Startdrehmomentes wie in Abbildung 5-13 abgebildet dar. Randbedingungen dieser Simulationsrechnung sind:

- Massenträgheit von  $0,303 \text{ kgm}^2$  (Versuchsmotor inklusive ISG-Anbindung)
- Gaswechselmomentverlauf nach Abbildung 5-12 (ungefeuerter Betrieb, volle Luftfüllung der Zylinder)
- Annahme konstanter Reibung vom 10 Nm

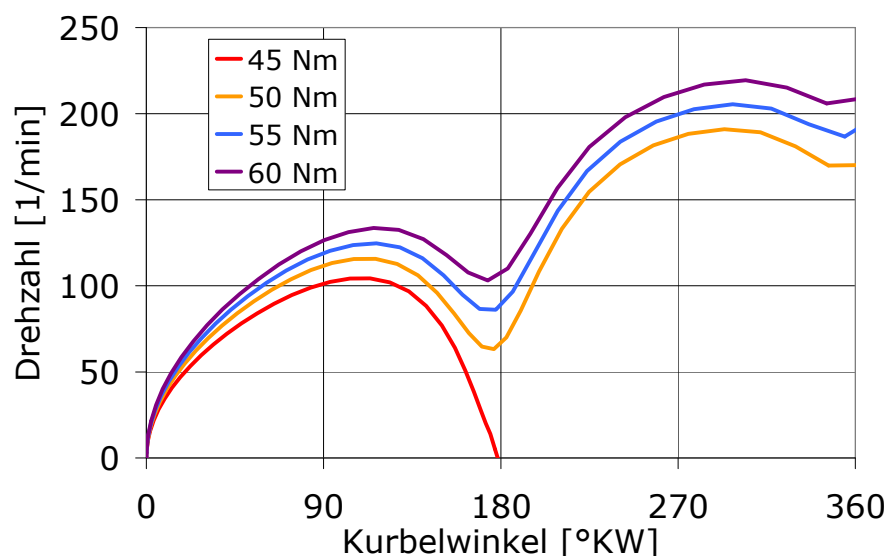


Abbildung 5-13: Minimales Startdrehmoment (Simulation)

Bei einem Startdrehmoment kleiner 50 Nm wird bei voller Ladungsmasse im ersten komprimierenden Zylinder der erste obere Totpunkt nicht erreicht. Die kinetische Energie des Motors reicht im Bereich des hohen Gaswechselmoments (bei ca.  $160^\circ \text{KW}$  – siehe Abbildung 5-12) nicht aus, um in Verbindung mit dem geringen Startdrehmoment den verdichtenden Zylinder durch seinen oberen Totpunkt zu drehen. Der Motor bleibt stehen. Demnach ist für einen erfolgreichen Hybridstart des untersuchten Versuchsmotors ein minimales Startdrehmoment von 50 Nm erforderlich.

### 5.3. Einfluss der Batterie auf den Startvorgang

Die Hochvoltspannungsversorgung des E-Motors hat erheblichen Einfluss auf die Betriebsstrategie eines Hybridfahrzeugs. Die Grenzen bezüglich elektrischer Reichweite, und elektrischer Leistung sind primär durch die Kapazität, Technologie und den Alterungszustand des eingesetzten Akkumulators vorgegeben. Im Wesentlichen werden aus Lebensdauer- und Bauteilschutzgründen Limitierungen des nutzbaren SOC-Bereichs sowie der maximal aus der Batterie entnehmbaren Stromstärke festgelegt. Das am Prüfstand während dieser Arbeit eingesetzte Hybridsystem wird im Einsatz im Serienfahrzeug auf einen maximalen Strom von  $\pm 200$  A begrenzt. Eine Belastung mit größeren Strömen führe zu einer Schädigung der Batterie und damit einer geringeren Lebenserwartung.

Bei Belastung einer Batterie fällt deren Spannungsniveau um einen dem Strom proportionalen Betrag entsprechend ihres Innenwiderstandes ab. Der Innenwiderstand wiederum hängt vor allem von der Batterietechnologie (Bleibatterien haben bspw. einen größeren Innenwiderstand als Li-Ionen-Batterien) und ihrem Zustand (Alter, Temperatur, SOC) ab.

Am Prüfstand wurden Messungen bei maximalem E-Maschinendrehmoment und verschiedenen Innenwiderständen in einem Drehzahlband zwischen 750 1/min und 3000 1/min durchgeführt. Die erreichten maximalen Drehmomente in Abhängigkeit von Drehzahl und Innenwiderstand sind in Abbildung 5-14 dargestellt.

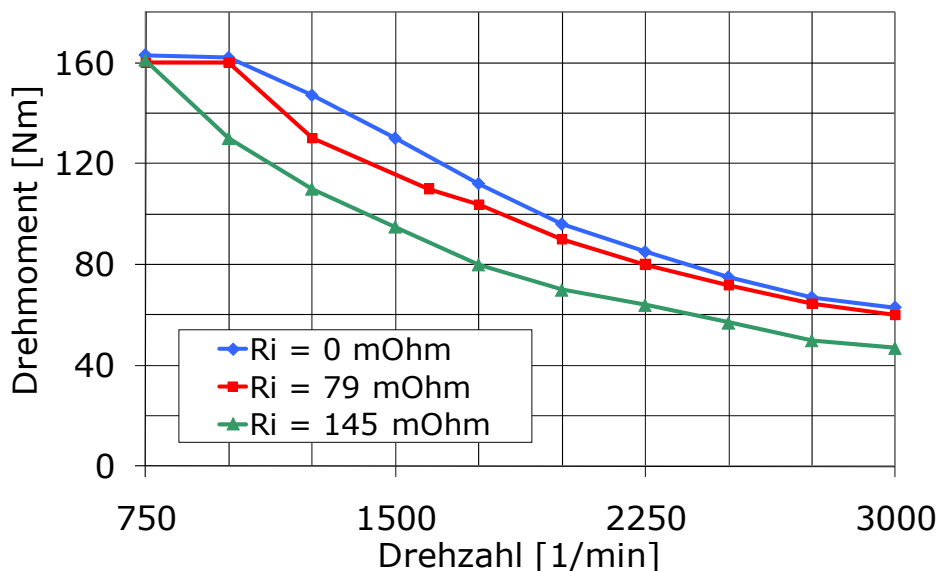


Abbildung 5-14: Einfluss Innenwiderstand auf max. Drehmoment

Es sind Messungen bei sehr großem Innenwiderstand (repräsentativ für eine stark gealterte Batterie) und ohne Innenwiderstand sowie bei einem für eine neue Li-Ionenbat-

terie repräsentativen Innenwiderstand (79 mOhm) abgebildet. Es ist zu erkennen, dass im Drehzahlbereich unter 750 1/min unabhängig des Innenwiderstandes immer das gleiche maximale Drehmoment erreicht wird und damit der Innenwiderstand keinen Einfluss auf den Startvorgang hat.

Zwischen elektrischer Leistung und mechanischer Leistung liegt der Wirkungsgrad von ISG und Leistungselektronik (vgl. Kapitel 5.7.1):

$$P_{mech} = \omega_{ISG} \cdot M_{ISG} = \eta_{ISG+LE} \cdot P_{el} = \eta_{ISG+LE} \cdot U_{LE} \cdot I \quad \text{Gl. 5-7}$$

Bei größerem Innenwiderstand steigen der Spannungseinbruch und damit die Verlustleistung. Bei der Forderung nach einem Solldrehmoment werden die elektrischen Leistungsverluste, welche sich durch eine geringere, anliegende LE-Spannung ( $U_{LE}$ ) bemerkbar machen, über eine Steigerung des Stroms kompensiert (vgl. Gl. 5-7). Dieser kann jedoch nur bis zur maximal aus der Batterie entnehmbaren Stromstärke (hier 200 A – s.o.) gesteigert werden. Wird diese Stromgrenze erreicht, so ist keine weitere Steigerung des Drehmomentes möglich, was bedeutet, dass nach Leistungsbilanzierung (Gl. 5-7) bei gleicher Drehzahl nur geringere maximale Drehmomente darstellbar sind.

Dass der Innenwiderstand im variierten Bereich keine Auswirkung auf das Startverhalten hat, ist in Abbildung 5-15 ergänzend zu Abbildung 5-14 dargestellt. Dort sind zwei Starts drehmoment geregelt mit konstantem ISG-Moment von 90 Nm ohne Verbrennung bei minimalem und maximalem Innenwiderstand dargestellt. Die Zeit bis zum Erreichen von Leerlaufdrehzahl beträgt für beide Starts ca. 350 ms.

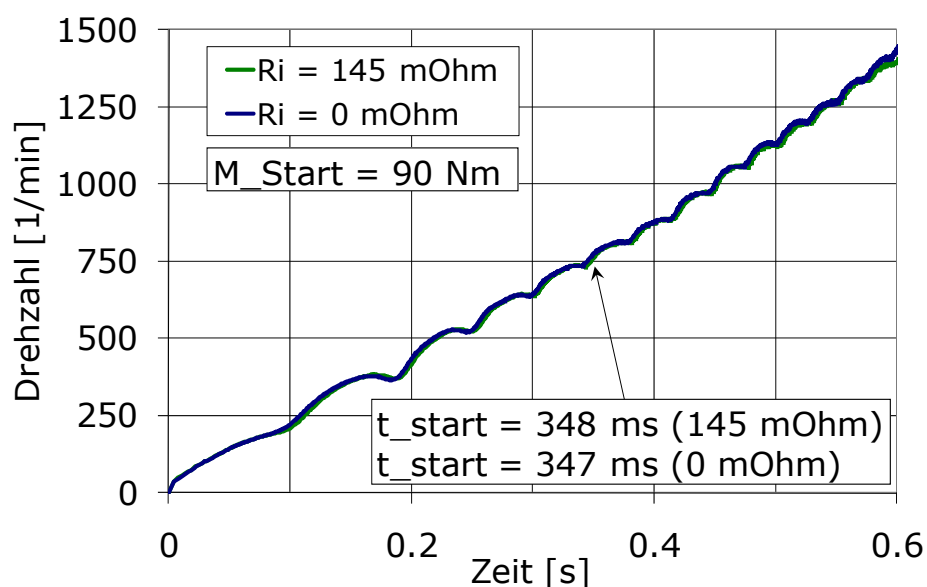


Abbildung 5-15: Einfluss Innenwiderstand auf Startdauer

### 5.4. Aggregatvibration beim Start

Das Erreichen eines annehmbaren Komfortniveaus während der Start- und auch Stoppvorgänge ist eine entscheidende Anforderung, wenn es um die Akzeptanz von Start-Stopp-Systemen geht (vgl. Kapitel 2.1.1 und Kapitel 4). Eine Anregung erfolgt während des Startvorgangs nur durch Vibration des Aggregats. Ziel sollte sein, das System so abzustimmen, dass die Aggregatschwingungen und damit verbunden die Kräfteinleitung in die Karosserie beim Durchlaufen des Drehzahlbandes bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl möglichst gering sind. In diesem Abschnitt soll eine theoretische Betrachtung des Aggregats als schwingungsfähiges System inklusive seiner Anregungsmechanismen erfolgen. Betrachtet wird im Detail der im Fahrzeug längs eingebaute 4-Zyl.-Reihen-Ottomotor, wie er auf dem Hybridprüfstand aufgebaut ist.

#### 5.4.1. Einfluss der Aggregatlager auf das Vibrationsverhalten

Die Auslegung der Aggregatlager erfolgt nach verschiedenen Gesichtspunkten, die zu teils widersprüchlichen Anforderungen führen [Kling-96]. Zum einen müssen die Aggregatlager das statische Gewicht des Aggregats und die aus dem Fahrbetrieb resultierenden Trägheitskräfte aufnehmen sowie das Reaktionsmoment des Motors abstützen. Zum anderen besteht deren Hauptaufgabe jedoch darin, die Karosserie und damit die Fahrzeuginsassen möglichst umfassend von den Motorschwingungen zu isolieren.

In der Betrachtung des Gesamtfahrzeugs, das durch Fahrbahnunebenheiten angeregt wird, wäre eine starre Lagerung des Aggregats die beste Lösung, da jede elastische Lagerung zwangsläufig zu einer zusätzlichen Resonanzspitze führt, die durch entsprechend hohe Dämpfung der Lager klein gehalten werden muss [Mits-04]. Eine starre Lagerung des Aggregats ist jedoch nicht realisierbar, da hier die Motoranregung zu enormen Schwingungen des Aufbaus führen würde [Mits-04].

Bei einer elastischen Lagerung ist die Wahl der Federsteifigkeit sowie der Dämpfung von entscheidender Bedeutung. Für motorerregte Schwingungen wäre eine sehr weiche Lagerung mit schwacher Dämpfung optimal, da so ein überkritischer und damit schwingungsarmer Betrieb möglich wäre. Dazu müssten die Eigenfrequenzen des Aggregats durch die Federsteifigkeit so abgestimmt werden, dass sie um den Faktor  $\sqrt{2}$  kleiner sind, als die niedrigste Erregerfrequenz, die während des Motorbetriebs auftritt. Diese Forderung ergibt sich aus der Formel für die Vergrößerungsfunktion der Lagerkraft eines schwingungsfähigen, gedämpften Systems (vgl. [Wölf-03], [Mark-06]):

$$V_L = \frac{\sqrt{1 + (2 \cdot D \cdot \eta)^2}}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2 \cdot D \cdot \eta)^2}} \quad \text{Gl. 5-8}$$



Mit

$$\eta = \frac{\Omega}{\omega}$$

Gl. 5-9

- D Dämpfungsgrad (Lehrsches Dämpfungsmaß)
- $\Omega$  Erregungsfrequenz
- $\omega$  Eigenfrequenz des ungedämpften Systems

Abbildung 5-16 zeigt den Verlauf der Vergrößerungsfunktion für verschiedene Dämpfungsgrade  $D$ .

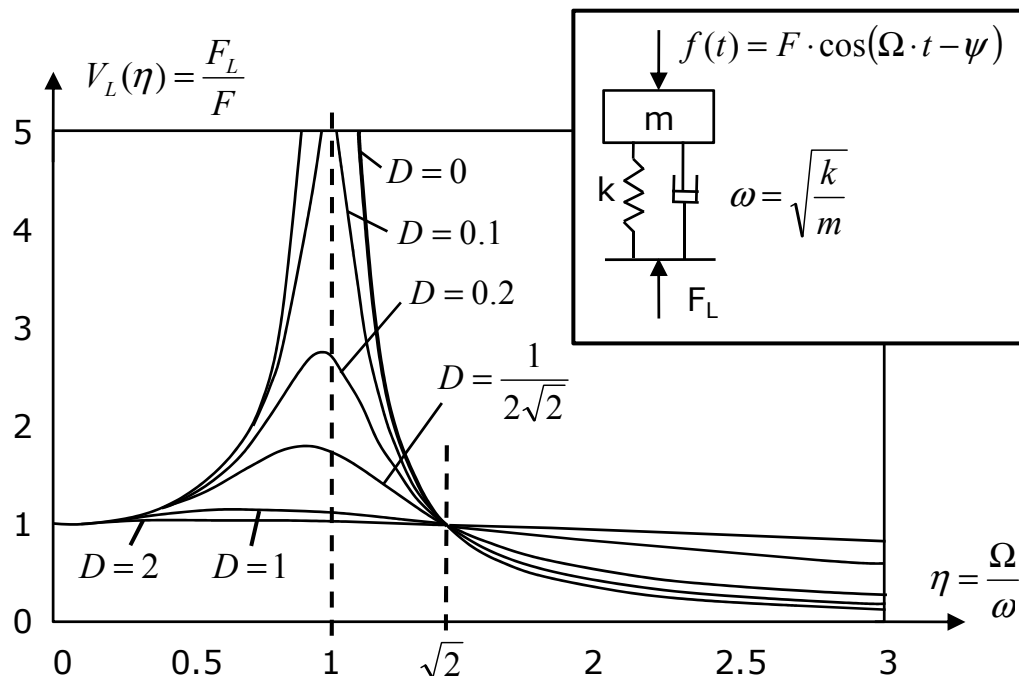


Abbildung 5-16: Vergrößerungsfunktion der Lagerkraft (nach [Wölf-03])

Man erkennt, dass für einen überkritischen Betrieb eine möglichst geringe Dämpfung anzustreben ist, da hier die Lagerkraftamplitude mit steigender Dämpfung ebenfalls zunimmt. Insbesondere im höheren, d.h. im akustisch relevanten Frequenzbereich, ist die Dämpfung gering auszuführen, da bereits ein sehr geringer Energieeintrag in die Karosserie in Form von Schwingungen enorme Geräuschpegel verursachen kann. Aus akustischer Sichtweise wäre eine weitestgehende Entkopplung von Aggregat und Fahrzeug durch sehr weiche Lager mit äußerst geringer Dämpfung die optimale Lösung. Lagersteifigkeit und speziell die Lagerdämpfung können jedoch nicht beliebig klein gewählt werden, da durch Fahrbahnunebenheiten die unterschiedlichsten Anregungsfrequenzen auftreten, und zudem für den Start-Stopp-Vorgang der Resonanzbereich durchfahren werden muss.

Der oben beschriebene Zielkonflikt, der sich aus den unterschiedlichen Auslegungskriterien für Motorerregung und Unebenheitserregung ergibt, soll im Folgenden für die Aggregatlager zusammengefasst werden:

Auslegung für Unebenheitsanregung:

- Hohe Steifigkeit, am besten starr
- Bei elastischer Lagerung: hohe Dämpfung

Auslegung für Motoranregung:

- Niedrige Steifigkeit
- Hochfrequent: niedrige Dämpfung
- Niederfrequent: hohe Dämpfung bei großen Amplituden

Auslegung bzgl. Geräusch:

- Möglichst niedrige Steifigkeit
- Möglichst niedrige Dämpfung bei kleinen Amplituden

Die Forderung nach einer hohen Dämpfung im niederfrequenten Bereich, sowie nach einer Entkopplung im hochfrequenten Bereich, kann durch hydraulische Aggregatlager erfüllt werden. Für eine frequenzabhängige bzw. auf den Lastfall abgestimmte Änderung der Steifigkeit existieren schaltbare Aggregatlager.

### 5.4.2. Eigenverhalten des Aggregats

Im Folgenden wird die mathematisch-mechanische Abbildung des Aggregats als Einmassenschwinger beschrieben. Diese Modellbildung dient der Analyse des Schwingungsverhaltens während des Start- bzw. Stoppvorgangs. Anhand des entstandenen Modells werden die ursächlichen Kraftanregungen und relevante Schwingungsvorgänge beschrieben, um Einflussmöglichkeiten zur Komfortsteigerung im Start-Stopp-Betrieb abzuleiten.

#### Systemmatrizen und Bewegungsdifferenzialgleichung

Wie oben beschrieben soll das Eigenverhalten des Aggregats mit dem Modell eines Einmassenschwingers abgebildet werden. Die Lagerung des Aggregats entspricht dabei jener im Fahrzeug und ist in Abbildung 5-17a dargestellt. Bei den Motorlagern (Lager 1 und 2) handelt es sich um Hydrolager (vgl. Kap. 5.4.1), das Getriebelager (Lager 3) ist ein Gummilager. Die Aggregatlager besitzen sowohl Feder- als auch Dämpfungsei-

genschaften und werden daher durch ein Ersatzsystem wie in Abbildung 5-17b abgebildet.

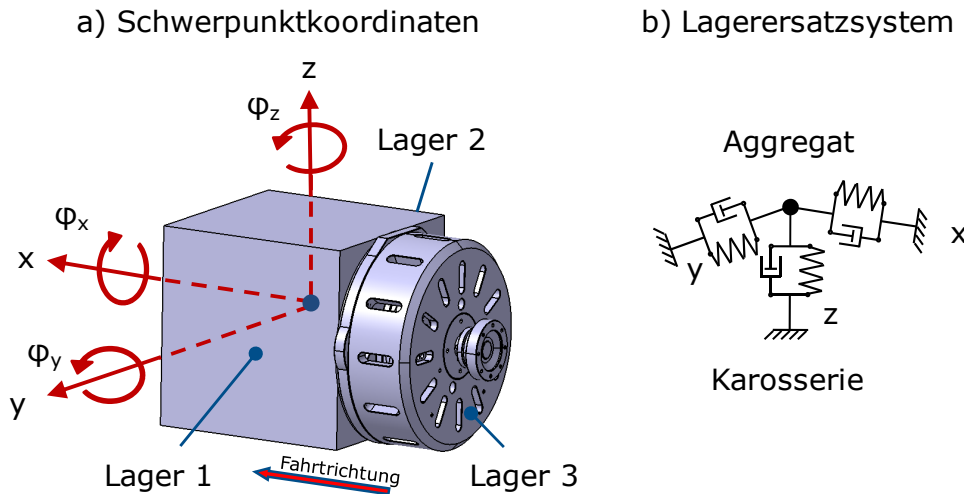


Abbildung 5-17: Lagerung des Aggregats und Schwerpunktkoordinaten

Nach der Modellbildung folgt als zweiter Schritt das Aufstellen der Bewegungsgleichung des Schwingers. Zur vollständigen Beschreibung des dynamischen Verhaltens eines Einmassenschwingers mit 6 Freiheitsgraden werden jeweils 3 translatorische ( $x$ ,  $y$ ,  $z$ ) und 3 rotatorische ( $\varphi_x$ ,  $\varphi_y$ ,  $\varphi_z$ ) Freiheitsgrade benötigt. Als Freiheitsgrade werden im Folgenden Verschiebungsgrößen verwendet (s.g. Verschiebungsgrößenverfahren) [Wölf-03]. Legt man für die Verschiebungsfreiheitsgrade die Richtungskordinaten aus Abbildung 5-17 zu Grunde, dann lassen sie sich zu folgendem Verschiebungsvektor  $q$  zusammenfassen:

$$q = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{pmatrix}; \quad \dot{q} = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\varphi}_x \\ \dot{\varphi}_y \\ \dot{\varphi}_z \end{pmatrix}; \quad \ddot{q} = \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\varphi}_x \\ \ddot{\varphi}_y \\ \ddot{\varphi}_z \end{pmatrix} \quad \text{Gl. 5-10}$$

Anwendung des Kräfte- und des Momentensatzes führt auf ein System von 6 gekoppelten Differentialgleichungen. In Matrizenschreibweise lautet die Bewegungsgleichung:

$$M \cdot \ddot{q} + D \cdot \dot{q} + K \cdot q = f(t) \quad \text{Gl. 5-11}$$

Mit der Massenmatrix  $M$ , der Dämpfungsmatrix  $D$ , der Steifigkeitsmatrix  $K$  sowie dem zeitabhängigen Kraft-Erregungsvektor  $f(t)$ . Für die Ermittlung der Systemmatrizen ( $M$ ,  $D$ ,  $K$ ) sei auf den Anhang dieser Arbeit verwiesen.

### Eigenmoden des Aggregats

Die homogene Lösung der Bewegungsgleichung (Gl. 5-11) führt auf die Eigenfrequenzen und Eigenmoden des Systems. Die Lösung erhält man durch einen Exponentialansatz [Mark-06]. Nichttriviale Lösungen existieren nur, wenn die Determinante der entstehenden Koeffizientenmatrix zu Null wird:

$$\det[\lambda^2 \cdot M + \lambda \cdot D + K] = 0 \quad \text{Gl. 5-12}$$

Gl. 5-12 wird charakteristische Gleichung oder charakteristisches Polynom genannt. Aus der charakteristischen Gleichung ergibt sich für den Einmassenschwinger mit 6 Freiheitsgraden ein Polynom 6ten Grades, das bei einfachen Eigenwerten 6 konjugiert komplexe Lösungspaare (Eigenwerte) besitzt. Der Realteil von  $\lambda$  entspricht dabei dem Abklingkoeffizienten  $\delta$ , der Imaginärteil ist im (vorliegenden) Fall schwacher Dämpfung ( $D < 1$ ) die gesuchte Eigenkreisfrequenz  $\omega_d$ :

$$\lambda = -\delta \pm i\omega_d \quad \text{mit} \quad \omega_d = \omega\sqrt{1 - D^2} \quad \text{Gl. 5-13}$$

wobei  $D$  den Dämpfungsgrad (Lehrsches Dämpfungsmaß) bezeichnet und  $\omega$  die Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems. Division der Eigenkreisfrequenzen  $\omega_d$  durch  $2\pi$  liefert die gesuchten Eigenfrequenzen:

$$f_{eig} = \frac{\omega_d}{2\pi} \quad \text{Gl. 5-14}$$

Die Eigenfrequenzen des gedämpften Systems unterscheiden sich erst in der zweiten Nachkommastelle von denen des ungedämpften Systems und werden in Tabelle 5-1 angegeben.

f_eig [Hz]	In Drehzahl bezogen auf Motorordnung [1/min]		
	i = 0.5	i = 1	i = 2
2.5	304	152	76
3.2	390	195	97
5.1	616	308	154
6.2	746	373	187
7.5	899	449	225
12.2	1463	731	366

Tabelle 5-1: Eigenfrequenzen des ungedämpften Systems

Die Eigenfrequenzen liegen niedrig. Es wird angestrebt, den Motor grundsätzlich überkritisch zu betreiben, d.h. es wird versucht, die Lagerung so abzustimmen, dass die durch den Motor verursachten Erregerfrequenzen über den Eigenfrequenzen des Aggregats liegen. Wie in Kapitel 5.4.3 noch gezeigt wird, wiederholen sich viele Vorgänge im Inneren des Motors, die zu einer Kraftanregung führen, periodisch mit der Drehzahl  $n$ . Die Häufigkeit (Periodenanzahl), mit der das Ereignis pro Motorumdrehung auftritt, bezeichnet die Motorordnung  $i$ . Daher ist es angebracht, die Eigenfrequenzen nach der folgenden Gleichung auf die kritischen Motordrehzahlen  $n_{krit}$  zu beziehen, bei denen es zu einer Anregung der Aggregateigenfrequenzen kommt.

$$n_{krit} = \frac{f_{eig}}{i} \quad \text{Gl. 5-15}$$

Wie im Folgenden noch gezeigt wird, treten während des Startvorgangs die halbe Motorordnung, sowie die erste und zweite Ordnung auf. Höhere Ordnungen treten zwar ebenfalls auf, sind bezüglich der Kraftamplitude aber vernachlässigbar gering. Die Eigenvektoren des ungedämpften Systems sind komplex und damit wenig anschaulich. Auf eine Darstellung wird daher verzichtet.

### 5.4.3. Kraftanregung<sup>20</sup>

In diesem Abschnitt werden die Kraftanregungsphänomene während des Startvorgangs diskutiert. Aus ihnen setzt sich der rechte Teil der Bewegungsdifferentialgleichung (Gl. 5-11) zusammen.

<sup>20</sup> Die folgenden Abschnitte wurden mit Hilfe folgender Quellen erarbeitet: [Maas-81], [Kuen-95], [Mits-04], [Bass-07], [Neug-52], [Koeh-98], [Mett-73].

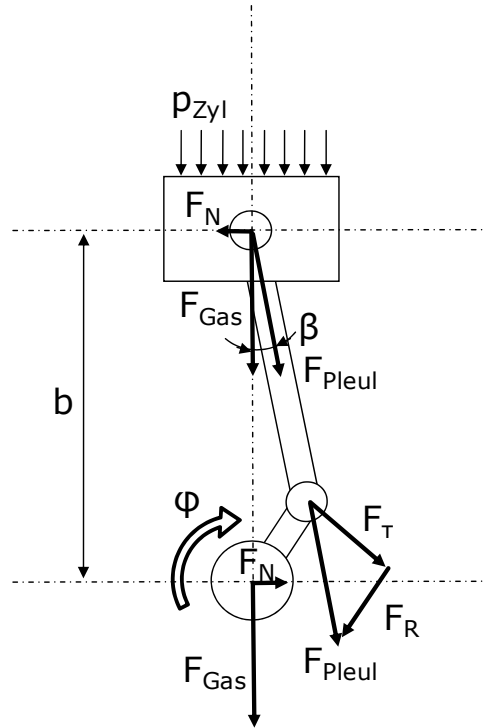


Abbildung 5-18: Kräftezerlegung am Kurbeltrieb

$$F_{Pleuel} = \frac{F_{Gas}}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \quad \text{Gl. 5-16}$$

$$\lambda = \frac{r}{L} \quad \text{Gl. 5-17}$$

Die vom Kurbelwinkel abhängige Schrägstellung des Pleuels führt zur Kolbennormalkraft  $F_N$ , welche senkrecht gegen die Zylinderwand abgestützt wird:

$$F_N = F_{Gas} \frac{\lambda \cdot \sin\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi}} \quad \text{Gl. 5-18}$$

Die Pleuelstangenkraft wird an der Kurbel in eine tangentielle Komponente  $F_T$  und eine radiale Komponente  $F_R$  aufgeteilt. Die Tangentialkraft  $F_T$  erzeugt das nutzbare Motor-moment und verrichtet dementsprechend Arbeit. Bei der Radialkraft  $F_R$  dagegen handelt es sich um eine Blindkraft, welche keine Arbeit verrichtet, sondern lediglich die Kurbel auf Biegung beansprucht. Für Rechnungen zur Bauteilfestigkeit sind  $F_T$  und  $F_R$  von entscheidender Bedeutung. Da es sich jedoch um innere Kräfte (Zwangskräfte) handelt, führen sie nicht zu einer Anregung des Aggregats und werden daher nicht explizit weiter behandelt. Sowohl  $F_T$  als auch  $F_R$  müssen jedoch in der Grundlagergasse abgestützt werden. Dem Moment  $F_T \cdot r$  ist dabei stets ein gleichgroßes Moment an der Kurbelwelle entgegen gerichtet. Dieses Gegenmoment setzt sich zusammen aus dem Reibmoment, ggf. aus einem Lastmoment, sowie aus einem Trägheitsmoment. Werden  $F_T$  und  $F_R$  in der Grundlagergasse in eine horizontale und eine vertikale Komponente zerlegt, so sind dort die Reaktionskräfte zu  $F_N$  und  $F_{Gas}$ , bzw. die Reaktionskraft zur Pleuelstangenkraft  $F_{Pleuel}$  zu finden.

Die Gaskraft  $F_{Gas}$  wirkt nicht nach außen, da sie sich auf der einen Seite am Zylinderkopfdeckel und auf der anderen Seite (über den Kurbeltrieb) gegen die Grundlagergasse abstützt. Sie belastet das Motorgehäuse auf Zug. Auch das Kräftepaar der Normalkraft  $F_N$  hebt sich innerhalb des Motorgehäuses auf. Durch den veränderlichen Abstand  $b$  entsteht jedoch ein Drehmoment, das den Motor entgegen seiner Drehrichtung kippt und über die Aggregatlager abgestützt werden muss. Der Hebelarm  $b$  berechnet sich zu:

$$b = r \cdot \cos\varphi + L \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi} \quad \text{Gl. 5-19}$$

Es ergibt sich für das Gasmoment  $M_{Gas}$ :

$$M_{Gas} = F_N \cdot b \quad \text{Gl. 5-20}$$

Mit Gl. 5-18 und Gl. 5-19 erhält man:

$$M_{Gas} = F_{Gas} \cdot r \cdot \left( \sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \frac{\sin(2\varphi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi}} \right) \quad \text{Gl. 5-21}$$

Das Gasmoment lässt sich bei konstanter Drehzahl in folgender Fourier-Reihe entwickeln [Mits-04]:

$$M_{Gas} = \bar{M}_x + a_{0,5} \cdot \sin(0,5\omega t + \varphi_{0,5}) + a_1 \cdot \sin(\omega t + \varphi_1) + a_{1,5} \cdot \sin(1,5\omega t + \varphi_{1,5}) + a_2 \cdot \sin(2\omega t + \varphi_2) + \dots \quad \text{Gl. 5-22}$$

Mit  $\bar{M}_x$  als dem abgegebenen Nutzmoment,  $a_i$  und  $\varphi_i$  als den Amplituden und Phasenwinkeln der superponierten Sinus-Anregungen mit  $i = 0,5; 1,0; 1,5 \dots$ . Das Auftreten der halben Ordnungen ist beim 4-Takt-Verfahren unmittelbar einsichtig, da hier nur jede zweite Motorumdrehung eine Zündung erfolgt. Beim 2-Takt-Verfahren entfallen sie.

Das Gasmoment des Vierzylinder-Motors erhält man durch geometrische Addition der Gasmomente der einzelnen Zylinder:

$$M_{Gas\_gesamt} = M_{Gas\_1} + M_{Gas\_2} + M_{Gas\_3} + M_{Gas\_4} \quad \text{Gl. 5-23}$$

Der Kurbelwinkel von Zylinder eins wird als Referenz verwendet und die Kurbelwinkel der Zylinder 2 bis 4 werden über den Kurbelversatz entsprechend korrigiert.

Unter der Annahme, dass der Zylinderdruckverlauf in allen 4 Zylindern identisch ist, heben sich die ungeraden Ordnungen des Gasmoments bei ihrer Addition auf, die geraden Ordnungen addieren sich.

Bei ungleichmäßiger Verbrennung (unterschiedliche Druckverläufe der einzelnen Zylinder), beispielsweise beim Start oder durch die Leerlaufregelung treten die ungeraden Ordnungen jedoch wieder auf. Beim vorliegenden Versuchsmotor erfolgt die



Leerlaufregelung über eine Kaskadenregelung mit einer Verstellung des Zündzeitpunkts (ZZP) als innere Regelstrecke und einer Verstellung der Drosselklappe als äußerer Regelstrecke. Diese Regelung führt zu ungleichmäßiger Verbrennung der vier Zylinder und damit zu einer Kraftanregung des Aggregats mit halber Ordnung. Bei einer Leerlaufdrehzahl von 750 1/min entsteht dadurch eine Erregerfrequenz von 6,25 Hz (vgl. Gl. 5-15). Diese Erregerfrequenz liegt nahe an der 4. Eigenfrequenz des Aggregats (vgl. Tabelle 5-1). Ohne ausreichende Dämpfung der Aggregatlager könnte es dadurch zu großen Schwingungsamplituden kommen, ein Vorgang den man anschaulich als „Leerlaufschütteln“ bezeichnet [Mits-04].

### Massenkraftanregung

Die bewegten Massen des Kurbeltriebs rufen Massenkkräfte (Fliehkräfte der rotierenden Massen, Trägheitskräfte der oszillierenden Massen) hervor, die im Gegensatz zu den Gaskräften unmittelbar nach außen wirken, d.h. die über die Aggregatlager abgestützt werden müssen.

Die oszillierende Masse der Kolbenbaugruppe  $m_{osz}$  ruft eine Massenkraft (d'Alembertsche Trägheitskraft)  $F_z$  hervor. Sie berechnet sich aus der Masse  $m_{osz}$  multipliziert mit der Kolbenbeschleunigung  $\ddot{s}$ . Diese Massenkraft lässt sich wie folgt beschreiben:

$$F_z = -m_{osz} \cdot r \cdot \varphi^2 \cdot [\cos\varphi + \lambda \cdot \cos(2\varphi)]$$

$$-m_{osz} \cdot r \cdot \ddot{\varphi} \cdot \left[ \sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2\varphi) \right] \quad \text{Gl. 5-24}$$

Der erste Term von Gl. 5-24 beschreibt den stationären Anteil der Massenkraft, der auch bei konstanter Drehzahl ( $\dot{\varphi} = \omega = \text{const.}$ ) auftritt. Der zweite Term beschreibt den instationären Anteil der Massenkraft, der nur bei einer Beschleunigung der Kurbelwelle ( $\ddot{\varphi} \neq 0$ ) auftritt. Man erkennt, dass die Massenkraft  $F_z$  periodisch mit zwei Erregerfrequenzen, mit  $1 \cdot \dot{\varphi}$  und mit  $2 \cdot \dot{\varphi}$ , schwankt. Die Anzahl der Perioden pro Kurbelwellenumdrehung bestimmt die (Motor-)Ordnung des Ereignisses.  $F_z$  setzt sich also zusammen aus Massenkkräften 1. und 2. Ordnung.

Die Massenkkräfte 1. Ordnung heben sich durch Addition der Massenkkräfte der einzelnen Zylinder in einem 4-Zylinder Reihenmotor aufgrund der Phasenverschiebung der Zylinder zueinander auf. Die Massenkkräfte 2. Ordnung stellen bei Fahrzeugen mit 4-Zylinder Reihenmotor die Hauptanregung für die auf die Insassen wirkenden Vibrationen und Geräusche dar [Mits-04]. Es ist jedoch möglich, die Massenkkräfte 2. Ordnung durch zwei gegenläufigen und mit doppelter Kurbelwellendrehzahl rotierenden Exzen-

terwellen vollständig zu kompensieren. Diese Art des Massenkraftausgleichs wird als Lancaster-Ausgleich bezeichnet und kommt auch im Versuchsmotor zum Einsatz.

Die besprochene Massenkraft führt zu einer gegen die Zylinderwand wirkenden Normalkraft  $F_{N\_Masse}$  (vgl. Normalkraft aus Gaskraft). Durch den veränderlichen Hebelarm  $b$  entsteht analog zum Gasmoment ein Massendrehmoment<sup>21</sup>, das über die Aggregatlager abgestützt werden muss.

Analog zur Gas-Normalkraft  $F_N$  aus Gl. 5-18 berechnet sich die Massennormalkraft  $F_{N\_Masse}$  zu:

$$F_{N\_Masse} = F_z \cdot \frac{\lambda \cdot \sin\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi}} \quad \text{Gl. 5-25}$$

Mit dem veränderlichen Hebelarm  $b$  aus Gl. 5-19 erhält man für das Massenmoment  $M_M$ :

$$M_M = F_{N\_Masse} \cdot b \quad \text{Gl. 5-26}$$

Das Massenmoment führt zu einer breitbandigen Anregung bis zur 4. Ordnung. Werden die Massenmomente der einzelnen vier Zylinder zu einem gesamten Massenmoment summiert, so addieren sich die geraden Ordnungen (2. und 4. Ordnung), die ungeraden löschen sich aus.

Die bisherigen Ausführungen zu den Massenwirkungen des Kurbeltriebs galten allein den oszillierenden Massen. Daneben verursachen auch die rotierenden Teile des Kurbeltriebs, deren Schwerpunkt außerhalb der Drehachse der Kurbelwelle liegen, durch ihre Fliehkraft eine Massenkraft 1. Ordnung. An der Kurbelwelle eines Standardvierzylinder-Motors heben sich die Fliehkräfte der einzelnen Pleuel in Summe auf, sie führen also zu keiner (direkten) Kraftanregung des Aggregats. Die Fliehkräfte würden jedoch zu einer erheblichen Biegebeanspruchung der Kurbelwelle führen und werden daher durch entsprechende Gegengewichte an den Kurbelwangen ausgeglichen.

---

<sup>21</sup> Im Folgenden kurz als Massenmoment bezeichnet.

### Anregung durch Starteinrichtung

Das vom ISG aufgebraachte Drehmoment wirkt als Reaktionsmoment auf das Motorgehäuse und dadurch auf die Aggregatlager. Bei einem Moment in Kurbelwellendrehrichtung (Beschleunigung der Kurbelwelle) wirkt das Reaktionsmoment positiv um die x-Achse.

Bei einem konventionellen Anlasserstart ist die Modellierung der Anregung durch die Starteinrichtung komplexer. Da diese Arbeit den Hybridstart des Verbrennungsmotors behandelt wird der konventionelle Anlasserstart hier nicht beschrieben, wohingegen er im entstandenen Simulationsmodell durchaus abgebildet wurde.

Ein Teil des ISG-Drehmomentes wird innerhalb des Aggregats durch seine Reibung aufgehoben und muss nicht über die Aggregatlager abgestützt werden. Das Reibmoment des Verbrennungsmotors wird in Kapitel 5.2 untersucht und muss in die Kraftanregung mit einbezogen werden.

#### **5.4.4. Zusammenfassung der Kraftanregung und Vereinfachung des Simulationsmodells**

Die in den vorangegangenen Kapiteln einzeln betrachteten Kraftanregungen lassen sich für die Bewegungsgleichung Gl. 5-11 zu folgendem Kraftanregungsvektor  $f$  zusammenfassen:

$$f = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ M_{Gas\_gesamt} + M_{M\_gesamt} + M_{ISG} - M_r \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{Gl. 5-27}$$

Dadurch, dass die Drehachse der Kurbelwelle parallel zur x-Achse des Koordinatensystems verläuft, kommt es zu keiner Kraftanregung in x-Richtung. Die Kraftanregung in y-Richtung durch die Schwenkbewegung der einzelnen Pleuel heben sich in Summe auf. Es kommt zu keiner Unwuchtanregung in y- und in z-Richtung durch die rotierenden Massenanteile der Pleuel, bedingt durch die Symmetrie der Kurbelwelle. In z-Richtung heben sich die oszillierenden Massenkkräfte 1. Ordnung durch den natürlichen Massenkraftausgleich des Standardvierzylinder-Motors auf, die Massenkkräfte 2. Ordnung werden durch den Lancaster-Ausgleich kompensiert, so dass es insgesamt zu keiner Anregung in z-Richtung kommt. Die Hauptanregung erfährt das Aggregat durch das Gaswechsellmoment um die x-Achse. Das ebenfalls um die x-Achse wirksame Masseudrehmoment ist aufgrund der niedrigen Kolbenbeschleunigung während des Start-

vorgangs vergleichsweise gering. Ebenfalls um die x-Achse wirken das Reaktionsmoment des ISG sowie das Reibmoment. Zudem kommt es zu keiner Kraftanregung um die y- und z-Achse.

Beim Vergleich der einzelnen Kraftanregungsmechanismen stellt man fest, dass sich diese zum Teil innerhalb des Aggregats gegenseitig aufheben und daher nicht über die Aggregatlager nach außen wirken. Mit anderen Worten: Die geometrische Addition von Gasmoment, Reibmoment und ISG-Moment ergibt das Trägheitsmoment des Kurbeltriebs, das während des Startvorgangs über die Aggregatlager abgestützt werden muss. Dies bedeutet, dass bei bekanntem Drehzahlverlauf und bei bekannter Drehträgeit des Kurbeltriebs  $\Theta_{\text{Kurbeltrieb}}$  auf eine explizite Bestimmung aller anderen um die x-Achse des Aggregats wirkenden Momente verzichtet werden kann, da sich diese Größen bereits implizit im Drehzahlverlauf manifestiert haben.

Aus der Beschleunigung des Kurbeltriebs entsteht das Reaktionsmoment  $M_{RK}$ , das über die Aggregatlager abgestützt werden muss:

$$M_{RK} = \theta_{\text{Kurbeltrieb}} \cdot \ddot{\varphi} \quad \text{Gl. 5-28}$$

Gl. 5-27 vereinfacht sich zu:

$$f = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ M_{RK} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{Gl. 5-29}$$

Als Eingangsgrößen wird lediglich die Winkelbeschleunigung bzw. der zeitliche Verlauf der Drehzahl benötigt.

Für den weiteren Verlauf der Arbeit wird das Modell mit Kraftanregungsvektor nach Gl. 5-27 als „Totalmodell“, das nach Gl. 5-29 als „vereinfachtes Modell“ bezeichnet.

### 5.4.5. Simulation der Aggregatvibration

In dem im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Simulationsmodell wird zunächst anhand der aufgestellten Bewegungsdifferentialgleichung Gl. 5-11 die Auslenkung des Schwerpunktes des Aggregats berechnet. Von dieser Bewegung wird schließlich auf die korrespondierende Auslenkung am linken Motorhauptlager umgerechnet, da dort ein Abgleich mit Prüfstandmessungen erfolgen kann und sich von der Auslenkung am Motorlager auf die Krafteinleitung in die Karosserie schließen lässt (vgl. 5.5.2). In Abbildung 5-19 sind die gemessenen Auslenkungen des Aggregats am linken Motorlager in z-Richtung für einen exemplarischen Startvorgang im Vergleich zu den mit dem Totalmodell und dem vereinfachten Modell simulierten dargestellt. Wie noch in Kapitel 5.5 gezeigt werden wird, dominieren die Amplituden in z-Richtung im Vergleich mit jenen in y- und x-Richtung.

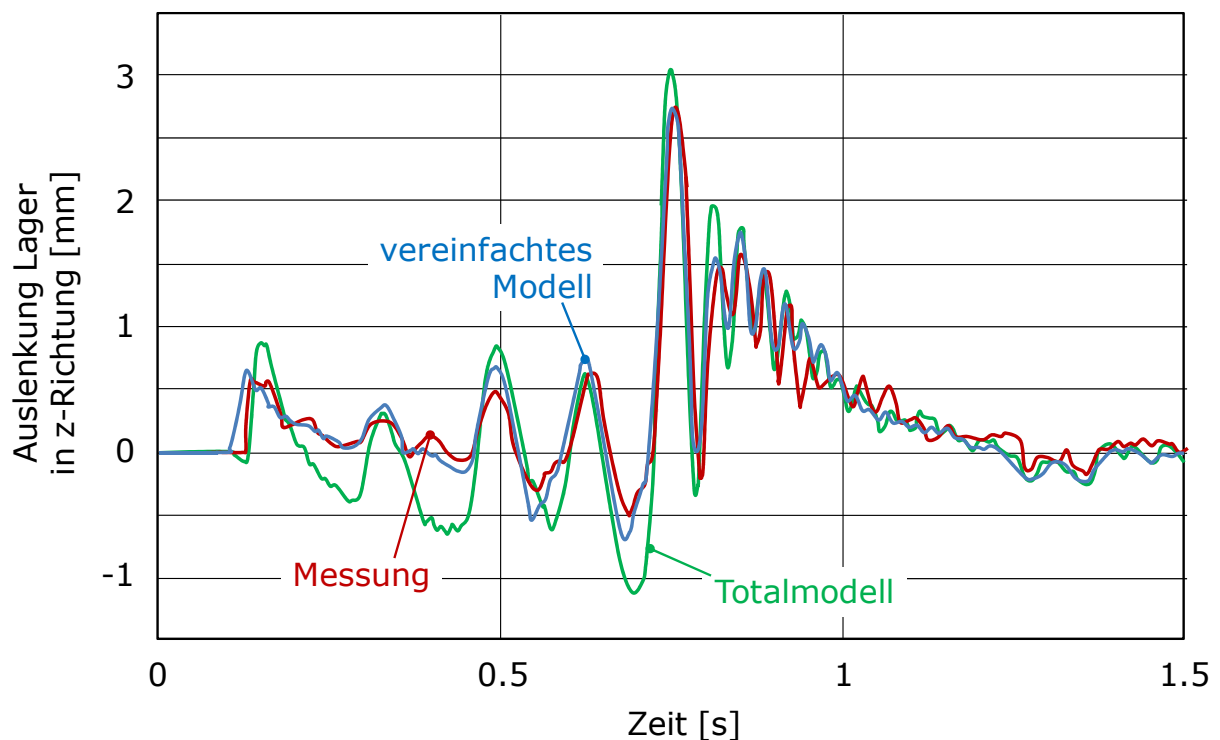


Abbildung 5-19: Vergleich Simulation mit Messung (Auslenkung in z-Richtung am Motorlager)

Es ist eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Verläufen der Messung und des vereinfachten Modells festzustellen. Das Totalmodell hingegen weist qualitativ eine gute Übereinstimmung auf, jedoch sind die Amplituden etwas erhöht. Für die folgenden Betrachtungen wird das Totalmodell verworfen und ausschließlich mit dem vereinfachten Modell simuliert.

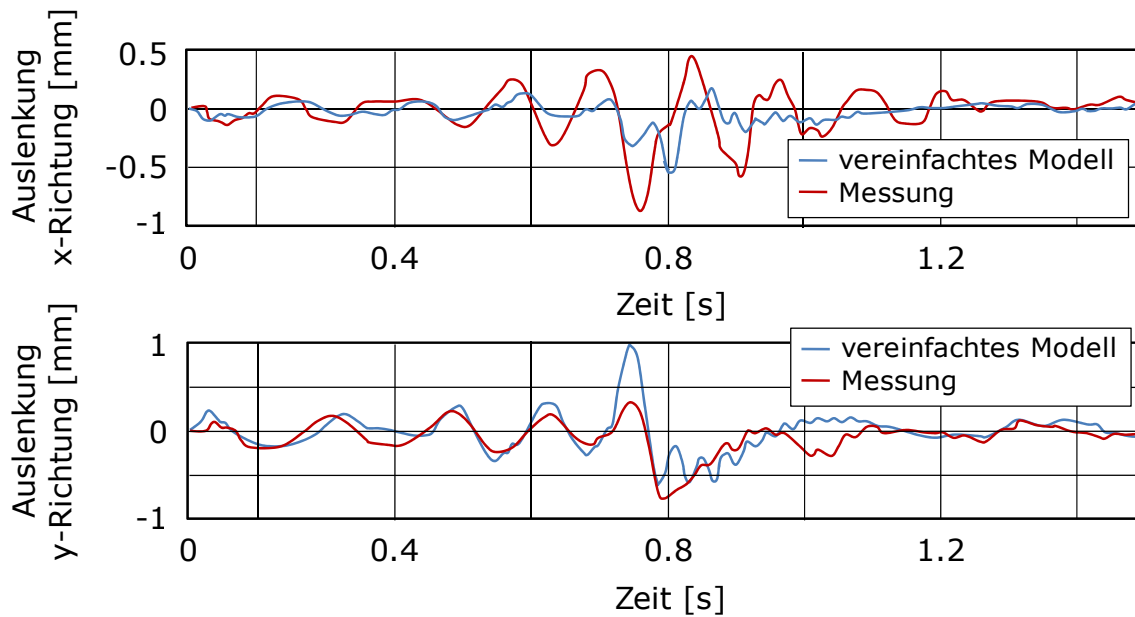


Abbildung 5-20: Vergleich Simulation mit Messung (Auslenkungen in x- und y-Richtung am Motorlager)

In Abbildung 5-20 ist zu erkennen, dass die Übereinstimmungen zwischen Simulation und Messwert in x- und y-Richtung nicht die gleiche Güte besitzen, wie bei der Auslenkung in z-Richtung. Abweichungen ergeben sich aus dem verwendeten Lagerersatzsystem. Dort wurde das Aggregatlager als eine Parallelschaltung von Feder und Dämpfer modelliert, wobei zwischen den drei Raumrichtungen keine Koppelung besteht. Dies ist in der Realität nicht der Fall. Eine Auslenkung der Hydrolager in z-Richtung führt zu einer veränderten dynamischen Steifigkeit des Lagers in radialer (d.h. in x- und y-) Richtung.

Optimierungspotenzial hinsichtlich der Modellierungsgüte besteht in einer detaillierteren Abbildung der Hydrolager hinsichtlich ihrer amplitudenabhängigen Steifigkeit und Dämpfungseigenschaften (vgl. [Pfef-02]). Für die Simulationen im Rahmen dieser Arbeit wurden konstante Dämpfungs- und Steifigkeitskoeffizienten angenommen. Die Dämpfungskonstanten wurden in Ausschwingversuchen bei einer Frequenz von 6 Hz, Steifigkeiten wurden anhand der Messung von Auslenkung unter Last bestimmt. Während des Startvorgangs liegen die Erregerfrequenzen jedoch in einem Bereich für den eine deutlich höhere Dämpfung zu erwarten ist als jene, welche experimentell ermittelt wurde. Es wurde ein Erhöhungsfaktor für den Dämpfungskoeffizient eingeführt und dieser soweit angepasst, bis die im Startbereich zu erwartenden Dämpfungseigenschaften (aus [Heiß-07]) erreicht wurden. Sämtliche in dieser Arbeit dargestellten Simulationsergebnisse sind damit parametrisiert. Eine als frequenzunabhängig angenommene Dämpfung der Hydrolager ist dabei eine Approximation des realen Verhaltens. In dem Dynamikumfang der während des Startvorgangs auftretenden Erregerkräfte erzielt damit insbesondere das vereinfachte Modell sehr gute Ergebnisse (vgl. Abbildung 5-19).

## 5.5. Komfortuntersuchungen

Der Komfort beim Stoppen und vor allem Starten des Verbrennungsmotors ist ein wesentliches Kriterium zur Beurteilung von Start-Stopp-Systemen (vgl. Abschnitt 2.1.1).

Eine Anregung der Fahrgastzelle und damit des komfortrelevanten Bereichs findet im Start-Stopp-Betrieb ausschließlich durch Aggregatschwingungen statt. Laut [Mits-04] und [Heiß-07] können Motorerregungen im Fahrzeug zu Längsruckeln, Lastwechselschlägen, Zittern und Schütteln, Dröhnen und Antriebsgeräuschen führen.

Beim Start und Stopp des Verbrennungsmotors wird dessen Eigenfrequenzbereich durchlaufen, was zu großen Schwingungsamplituden und damit auch zu einer starken Anregung des Restfahrzeuges führt (vgl. Kapitel 5.4.2). Da der Motor im Start-Stopp-Betrieb die einzige anregende Komponente darstellt, kann man dessen Auslenkung als Maß für die Bewertung des Komforts heranziehen. Zwischen Aggregat und Anregung des restlichen Fahrzeugs stehen die Aggregatlager (vgl. Kapitel 5.4.1). Mit der Erfassung der Krafteinleitung und damit der Anregung der Karosserie, ließe sich noch keine Aussage über den korrespondierenden Komfort treffen, da das Übertragungsverhalten von Krafteinleitung bis zu den Fahrerschnittstellen (Sitz, Lenkrad, Pedalerie) nicht bekannt ist. Das Übertragungsverhalten ist komplex und hängt von vielen Randbedingungen ab (z.B. Dämpfungs- und Federeigenschaften der Karosserie- und Fahrwerksbauteile, Sitzbeschaffenheit, Fahrzeugmasse). Des Weiteren ist die subjektive Wahrnehmung der beim Fahrer ankommenden Schwingung schwer messbar. Die Bewertung des Komforts fällt, da dieser das subjektive Empfinden beschreibt, schwer. Im Rahmen dieser Arbeit wurde die subjektive Komfortbewertung im Start-Stopp-Betrieb in Versuchsfahrzeugen im Probandenversuch untersucht (vgl. Kapitel 4).

Die Ziele dieses Kapitels sind, zunächst eine Methodik zu entwickeln, mit welcher der Start-Stopp-Komfort am Motorenprüfstand bewerten werden kann um mit dieser Methodik schließlich Einflussmöglichkeiten auf den Start- und Stoppkomfort eines hybridisierten Ottomotors zu untersuchen.

### 5.5.1. Vergleichbarkeit Prüfstand – Fahrzeug

Im Folgenden findet ein Vergleich des Vibrationsverhaltens auf dem Hybridprüfstand (Versuchsmotor mit ISG-Anbindung) mit jenem im Fahrzeug (Mercedes C-Klasse W204, Vorgängermotor mit Automatikgetriebe) statt. Damit soll überprüft werden, ob das Schwingungsverhalten am Prüfstand repräsentativ für das Vibrationsverhalten des Aggregats im Fahrzeug ist.

Die Lagerung des Versuchsmotors inklusive ISG-Anbindung ist am Prüfstand analog zum Fahrzeug ausgeführt. Zum einen wurden identische Lager verbaut, zum anderen befinden sich die Motorlager an gleicher Position wie im Fahrzeug. Lediglich das Ge-

triebelager ist im Fahrzeug in x-Richtung 300 mm weiter Richtung Fahrzeugheck verbaut, da der axiale Bauraum der ISG-Anbindung kleiner als das Automatikgetriebe im Fahrzeug ausfällt.

Zum Zeitpunkt der Untersuchung befand sich der Versuchsmotor noch in Entwicklung und war im Serienfahrzeug nicht zu vermessen, weshalb ein Abgleich Prüfstand – Fahrzeug auf Fahrzeugseite nur mit dem Vorgängermotor möglich war. Beide Motorgenerationen haben den gleichen Hubraum und das gleiche Kurbelgehäuse. Die größten Unterscheidungsmerkmale sind im Brennverfahren (Prüfstandmotor: DI; Fahrzeugmotor: MPFI) und Aufladung (Prüfstandmotor: abgasturbo–; Fahrzeugmotor: kompressoraufgeladen) zu finden. In Abbildung 5-21 sind Schwingungsmessungen aus Fahrzeug und Prüfstand gegenübergestellt.

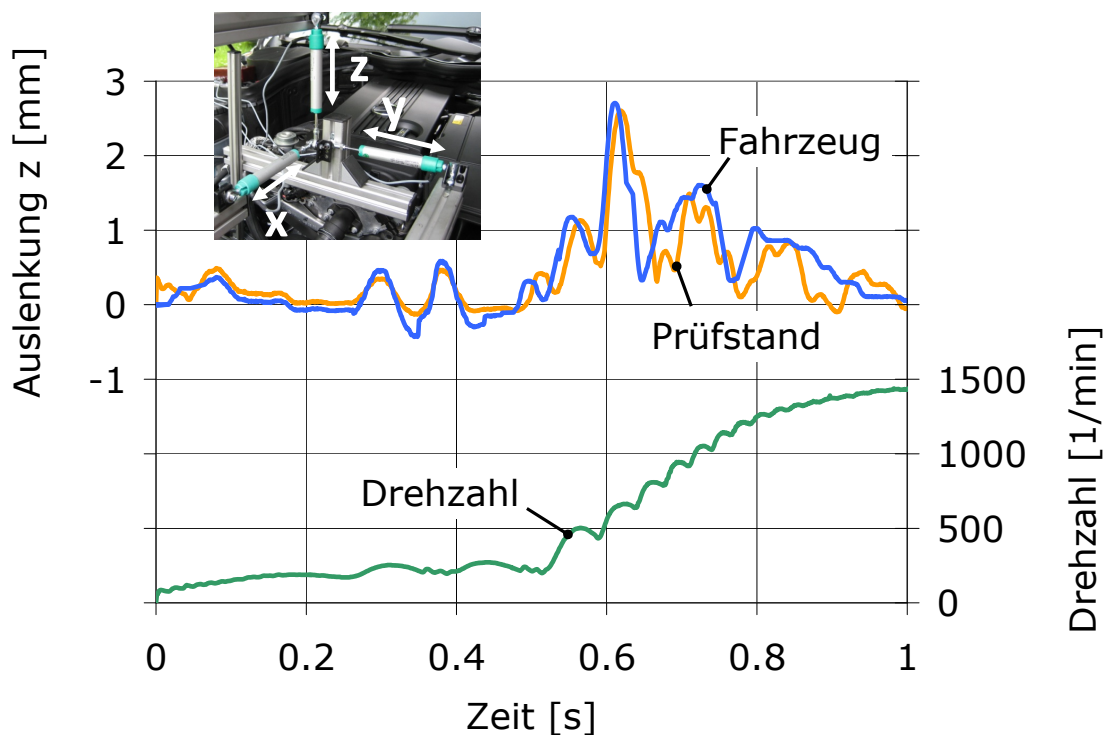


Abbildung 5-21: Vergleich der Aggregatvibration zwischen Fahrzeug und Prüfstand

Abgebildet sind die gemessenen Auslenkungen des Verbrennungsmotors in  $z$ -Richtung beim konventionellen Startvorgang mit Anlasser sowie die Drehzahl des Motors am Prüfstand. Die Referenzmessstelle für die Vibrationsmessung ist bei beiden Motoren identisch und befindet sich an der Seite des Riementriebs an der dort vorhandenen Kranhakenaufnahme. Die Messergebnisse zeigen, dass der Prüfstandaufbau repräsentativ für das Schwingverhalten im Fahrzeug ist. Sowohl Betrag als auch Frequenz der Schwingung beim Start sind vergleichbar. Geringe Unterschiede in den Verläufen existieren aufgrund der unterschiedlichen Brennverfahren sowie der Lagerung des Aggregats am Prüfstand auf Schraubstelzen, welche eine andere Steifigkeit, als die Karosserie im Fahrzeug, besitzen.



### 5.5.2. Lagerkraft als repräsentative Größe zur Komfortbewertung am Prüfstand

Zur Erfassung der Motorschwingung am Prüfstand wurden am in Fahrtrichtung linken Motorhauptlager Linearpotenziometer und Beschleunigungsaufnehmer in allen drei Raumrichtungen installiert (vgl. 5.1.4). Idealerweise würde von der Aggregatvibration als Anregung auf das Schwingungsverhalten in der Fahrgastzelle geschlossen. Der Zusammenhang zwischen Anregung durch Motorschwingungen und Vibration in der Fahrgastzelle ist jedoch rechnerisch kaum zu erfassen und hängt von Parametern wie den Massen, Dämpfungseigenschaften und Steifigkeiten aller die Schwingung übertragender Bauteile von Motor bis zur Schnittstelle Fahrgast ab. Für den Fall, diese Übertragung würde berechnet, wären zunächst auch nur Informationen zur Schwingung an z.B. der Sitzschiene verfügbar. Eine Bewertung der Komfortwahrnehmung stünde weiterhin aus.

Um Komfortoptimierungsmaßnahmen einfach am Prüfstand bewerten zu können, wird aus der Vibration des Aggregats, welche messtechnisch über die installierten Potenziometer und Beschleunigungsaufnehmer erfasst wird, eine Krafteinleitung in die Karosserie berechnet.

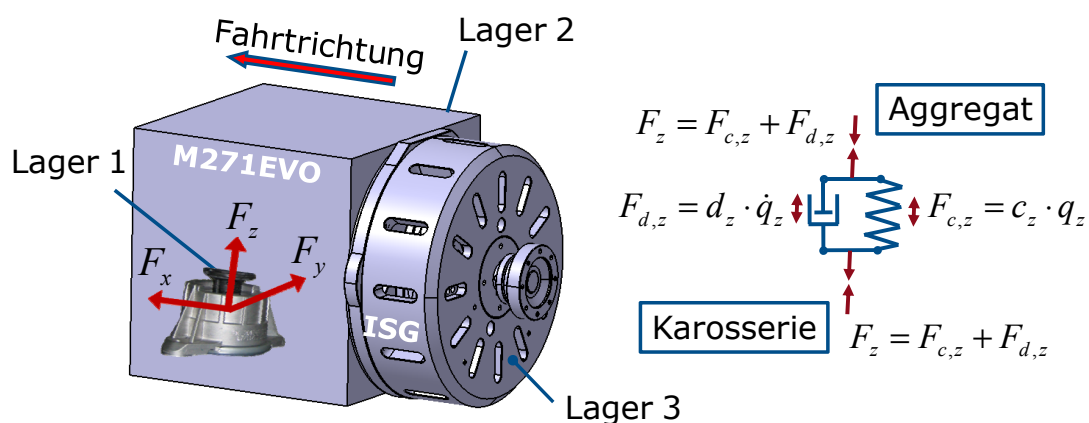


Abbildung 5-22: Berechnung der Lagerkräfte am Motorhauptlager

Das Aggregatlager ist dabei als Feder- Dämpfersystem abstrahiert, wobei sich die resultierende Lagerkraft, welche in die Karosserie eingeleitet wird, aus der geschwindigkeitsproportionalen Dämpferkraft und der auslenkungsproportionalen Federkraft zusammensetzt. Die Bewegung des Aggregats am Lager wird direkt über die installierten Linearpotenziometer gemessen. Die Geschwindigkeit wird aus der gemessenen Beschleunigung durch einfache Integration bestimmt. Der Aufbau aus Versuchsmotor und ISG wird über drei Lager abgestützt (vgl. Abbildung 5-22). Lager eins und zwei sind identisch als Hydrolager ausgeführt. Sie tragen den größten Teil der Last. Lager drei (Getriebelager) ist ein einfaches Gummilager mit geringer Steifigkeit in allen Raumrichtungen im Vergleich zu Lager eins und zwei. Um überschaubar die Anregung durch Aggregatvibration und damit den Startkomfort bewerten zu können werden exempla-

risch die Lagerkräfte des Lagers eins in den Koordinatenrichtungen x, y und z berechnet.

Da die Lagerkräfte die einzigen Anregungen im Startfall darstellen, können diese bereits zur Bewertung der Komfortqualität herangezogen werden. Verschiedene Starts lassen sich relativ zueinander bezüglich der Amplitude und Frequenz der Lagerkraft vergleichen und beurteilen. Eine Einleitung von kleinen Lagerkraftamplituden führt bspw. zu geringerer Anregungen der Karosserie und damit verbunden einem höheren Komfort.

Der Vorteil in dieser Bewertungsmethode liegt in ihrer Einfachheit. Startoptimierungsmaßnahmen können so unmittelbar hinsichtlich ihres Einflusses auf die Anregung der Karosserie und damit den Komfort beurteilt werden. Der Komfort wird sowohl in der Simulation (vgl. z.B. 5.5.4) als auch in den Messungen am Prüfstand über die berechnete Lagerkraft bewertet.

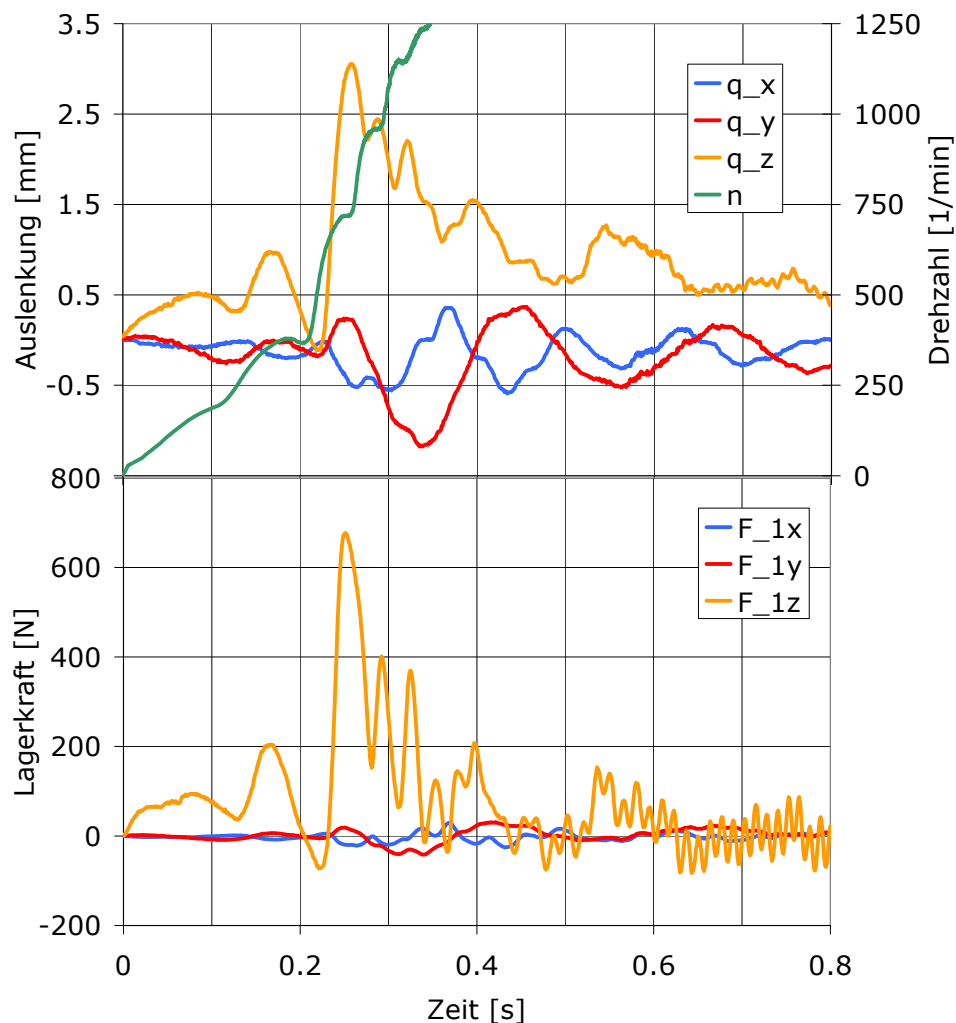


Abbildung 5-23: Auslenkung und resultierende Lagerkraft am Motorlager eins

In Abbildung 5-23 sind die Auslenkungen und die daraus resultierenden Lagerkräfte für einen exemplarischen Hybridstart dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die um Größenordnungen dominierende Anregungskomponente die Lagerkraft in z-Richtung (Fahrzeughochachse) ist. Die Gründe hierfür sind: Zum einen sind die Vibrationen in z-Richtung am größten; zum anderen sind die Lagersteifigkeiten in z-Richtung um ca. Faktor 6 und die Dämpfungskonstanten in z-Richtung um ca. Faktor 3 größer als jene in x- und y-Richtung.

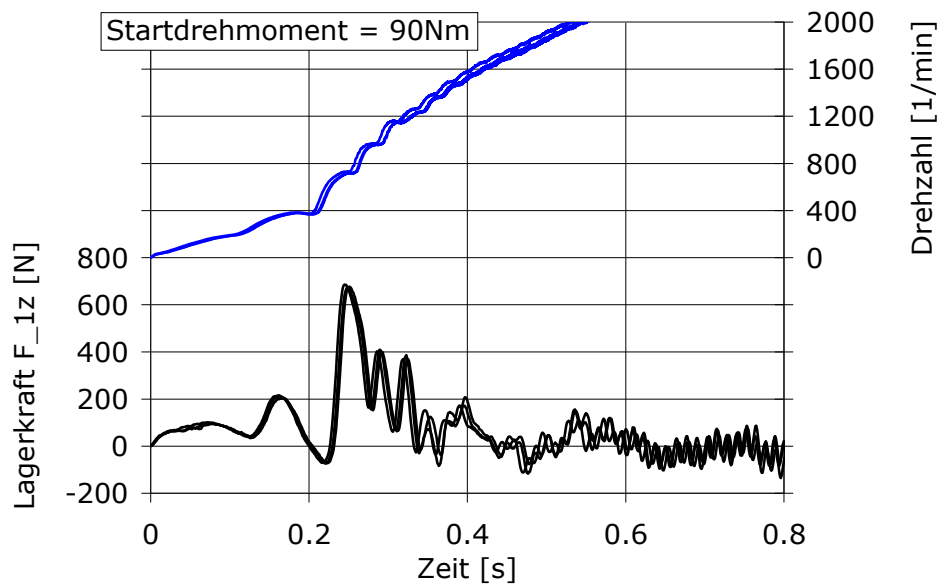


Abbildung 5-24: Reproduzierbarkeit der Lagerkraftbestimmung – Drei Startmessungen im Vergleich

Das Verfahren der Lagerkraftbestimmung durch Messung der Vibration des Aggregats und anschließendes Umrechnen in eine geschwindigkeitsproportionale und eine auslenkungsproportionale Kraftkomponente ist reproduzierbar anwendbar. In Abbildung 5-24 sind drei Startmessungen im Vergleich zueinander dargestellt. Es wurde jeweils mit 90 Nm Startdrehmoment aus identischer Position mit einer Einspritzfreigabe ab 250 1/min (Niedrigdrehzahlstart) gestartet. Es ist zu sehen, dass alle drei Messungen zu nahezu den gleichen Verläufen der Lagerkraft (hier nur in z-Richtung dargestellt) führen.

### 5.5.3. Untersuchung der Vibration bei Start

Die charakteristischen Anregungsphänomene für den Startvorgang sind in Abbildung 5-25 exemplarisch für einen Hochdrehzahlstart dargestellt. Sie gelten gleichermaßen für Hochdrehzahl- und Niedrigdrehzahlstarts unabhängig der Starteinrichtung.

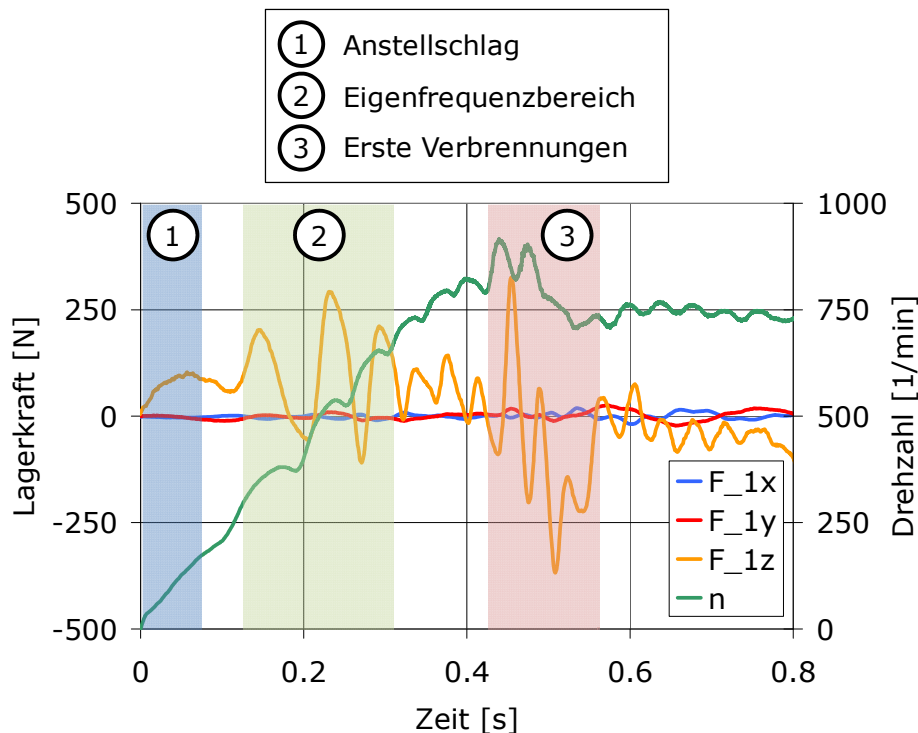


Abbildung 5-25: Anregungsphänomene während des Startvorgangs

Der Startvorgang ist beendet, sobald der Verbrennungsmotor Leerlaufdrehzahl erreicht hat. Dabei sind die folgenden für Schwingungsanregungen relevanten Bereiche zu durchlaufen:

- (1) Anstellschlag: Nach dem dritten newtonschen Axiom „Actio gleich Reactio“ muss das von der E-Maschine oder sonstigen Starteinrichtung aufgebraachte Drehmoment über das Kurbelgehäuse und letztendlich die Aggregatlager in der Karosserie abgestützt werden.
- (2) Eigenfrequenzbereich: Beim Durchlaufen der Eigenfrequenz kommt es zur Erhöhung der Schwingungsamplitude nach entsprechender Vergrößerungsfunktion. Finden zusätzlich in diesem Bereich die ersten Verbrennungen statt (im Startvorgang aus Abbildung 5-25 nicht der Fall), so kommt es zu stärkeren Anregungen durch das Gaswechsellmoment und zusätzlichen Anregungen mit der halben Motorordnung und ungeraden Motorordnungen aufgrund der ungleichmäßigen Verbrennung während des Hochlaufs.
- (3) Erste Verbrennung: Entweder findet die erste Verbrennung im Bereich der Eigenfrequenzen (2) statt oder wie in Abbildung 5-25 erst nach Erreichen der Leerlaufdrehzahl (Hochdrehzahlstart). Der Unterschied für die Höhe der resultierenden Lagerkraftamplitude ist gravierend. Werden die ersten Verbrennungen und damit zusätzliche Anregungen durch einen Hochdrehzahlstart aus dem Eigenfrequenzbereich verlagert, so reduzieren sich die maximalen Lagerkraftamplituden.

Die Anregung ist im Drehzahlbereich zwischen Stillstand und Leerlaufdrehzahl größtenteils geprägt durch das Gaswechsellmoment des Verbrennungsmotors (vgl. 5.4). Dieses hängt hauptsächlich vom jeweiligen Hubraum, Verdichtungsverhältnis, von der Zylinderanzahl und falls vorhanden von der Variation der Ventilsteuerung des Motors ab. Je geringer die Zylinderdruckniveaus während des Starts sind, desto geringer stellen sich das Gaswechsellmoment und damit auch die resultierende Anregung des Aggregats dar. Ottomotoren besitzen hier aufgrund ihrer geringeren Verdichtung und wegen ihrer geringeren Spitzendrücke während der ersten Verbrennungen Vorteile gegenüber Dieselmotoren (vgl. 2.4).

Vor allem die ersten Verbrennungen, welche bei offener Drosselklappe aufgrund der vollen Zylinderladung volllastähnlich sind, regen mit großer Heftigkeit zusätzlich in den ungeraden Motorordnungen an. Komfortoptimierungsmaßnahmen sollten demnach darauf abzielen in erster Linie das Gaswechsellmoment zu reduzieren. In zweiter Linie sollte dann der Anstellschlag minimiert werden. Das Gaswechsellmoment und den Anstellschlag beeinflussende Parameter sind in Abbildung 5-26 dargestellt. Deren Variationen werden in den folgenden Kapiteln untersucht. Die durchgeführten Optimierungsmaßnahmen gelten in ihrer Detailausprägung nur für den beschriebenen Versuchsaufbau. Phänomenologische Beschreibungen und qualitative Zusammenhänge sollten jedoch auch in anderen Triebsträngen bei einem Start mit E-Maschine ihre Gültigkeit bewahren.

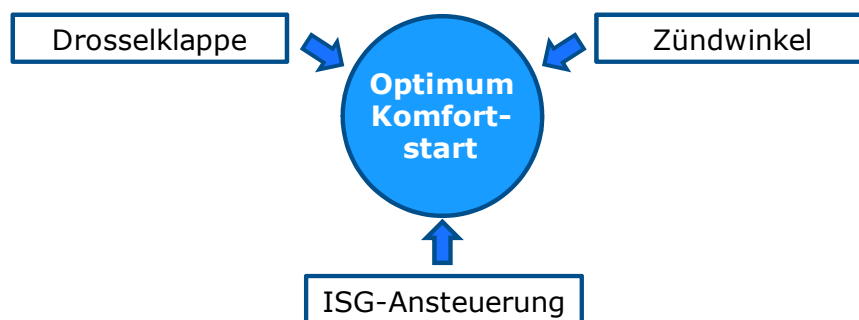


Abbildung 5-26: Optimierung des Komfortstarts

### Minimierung des Anstellschlags

Die Forderung nach einem möglichst geringen Anstellschlag steht der Forderung nach einer möglichst geringen Startdauer gegenüber. Dieser Zielkonflikt wird im Folgenden experimentell untersucht, wobei es das Ziel ist, die Lagerkraftamplitude im Anstellschlag bei möglichst kurzer Startdauer so gering wie möglich zu halten.

Dazu wurden in einer Versuchsreihe Starts mit variablem Startdrehmoment von 50 Nm bis 135 Nm durchgeführt. Da die Ermittlung des minimalen Startdrehmoments bislang nur simulatorisch erfolgte (vgl. 5.2.1), wurde das Startdrehmoment von 0 Nm ausgehend sukzessive bis zum erfolgreichen Start erhöht. Unterhalb 50 Nm konnte der Verbrennungsmotor dabei nicht erfolgreich starten, womit das Ergebnis aus der Simula-

tion experimentell bestätigt werden konnte. Die Startposition wurde bei allen Starts identisch eingestellt ( $\varphi = 80^\circ$  KW v. ZOT), um die Versuche sowohl bezüglich Anstellschlag als auch Startdauer miteinander vergleichen zu können.

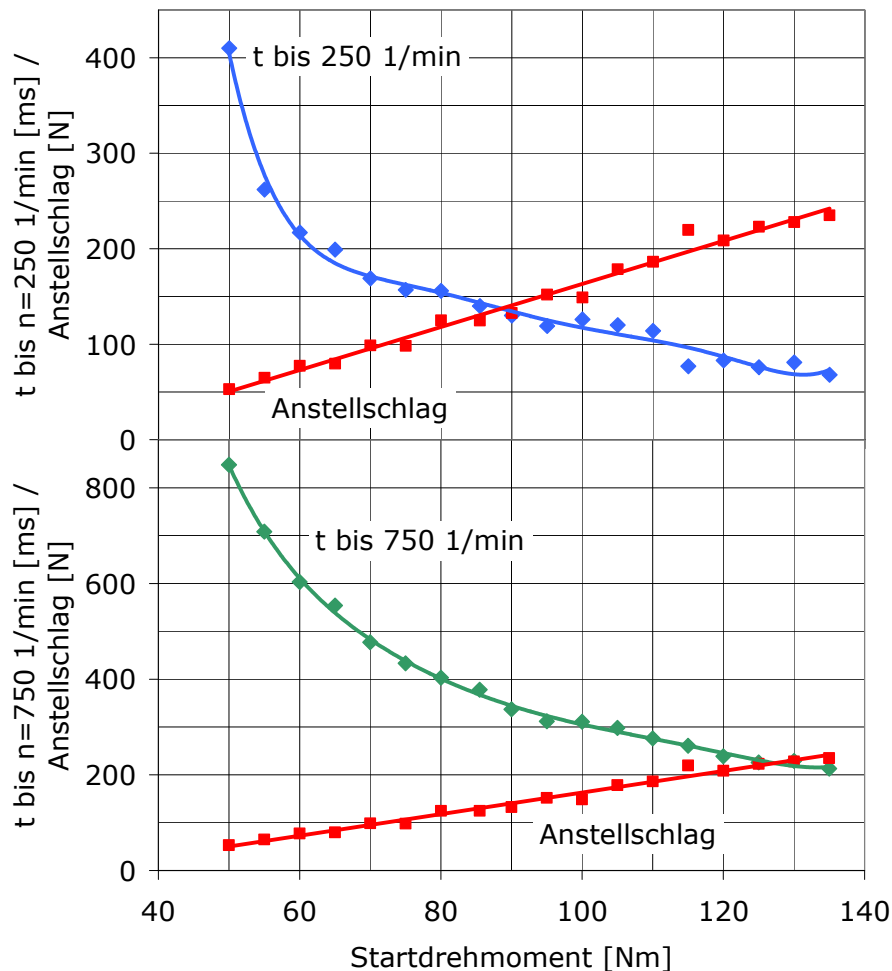


Abbildung 5-27: Anstellschlag in z-Richtung und Dauer bis  $n = 250$  1/min und  $n = 750$  1/min abhängig vom Startdrehmoment

Der Zusammenhang zwischen maximaler Lagerkraft während des Anstellschlags und Startdrehmoment ist annähernd linear. Hier wird ausschließlich die z-Komponente der Lagerkraft zur Bewertung herangezogen, da die Komponenten x und y vergleichsweise um Größenordnungen darunter liegen (vgl. 5.5.2).

In Abbildung 5-27 ist neben dem Anstellschlag die Zeit bis zum Erreichen von 250 1/min dargestellt. Eine Einspritzfreigabe erfolgt ab einer Drehzahl von 250 1/min – die ersten Verbrennungen können ab hier unterstützend zum E-Motordrehmoment zur Beschleunigung des Verbrennungsmotors beitragen. Zur Bewertung der Anstellschlaguntersuchungen unabhängig von der Einspritzfreigabedrehzahl (vgl. Hochdrehzahlstart zu Niedrigdrehzahlstart), werden diese Zeiten bis zum Erreichen von 250 1/min herangezogen. Der Zusammenhang zwischen Startdrehmoment und dieser

Zeitspanne ist nicht linear wie jener zwischen Anstellschlag und Startdrehmoment. Mit abnehmendem Drehmoment steigt die Zeit überproportional an, weshalb auf Kosten des Anstellschlages eher in Richtung höherer Drehmomente und damit kürzeren Startdauern entschieden werden sollte.

Als ein guter Kompromiss zwischen kurzer Startdauer und niedrigem Anstellschlag wird ein Startdrehmoment von 90 Nm angesehen. Der Anstellschlag bei 90 Nm beträgt 133 N bei einer Zeit bis zum Erreichen von 250 1/min von 130 ms.

Bisher wurde das Startdrehmoment in einer Sprungfunktion kommandiert (sprunghaft von 0 Nm auf das Zielstartdrehmoment). In einer zweiten Untersuchungsreihe wurde basierend auf der eben beschriebenen Untersuchung der Verlauf des Startdrehmomentes variiert. Die kommandierten Solldrehmomentverläufe und die daraus resultierenden Startdauern sowie Anstellschläge sind in folgender Abbildung dargestellt. Alle Starts wurden identisch zur ersten Versuchsreihe aus der Startposition  $\varphi = 80^\circ \text{KW v. ZOT}$  durchgeführt.

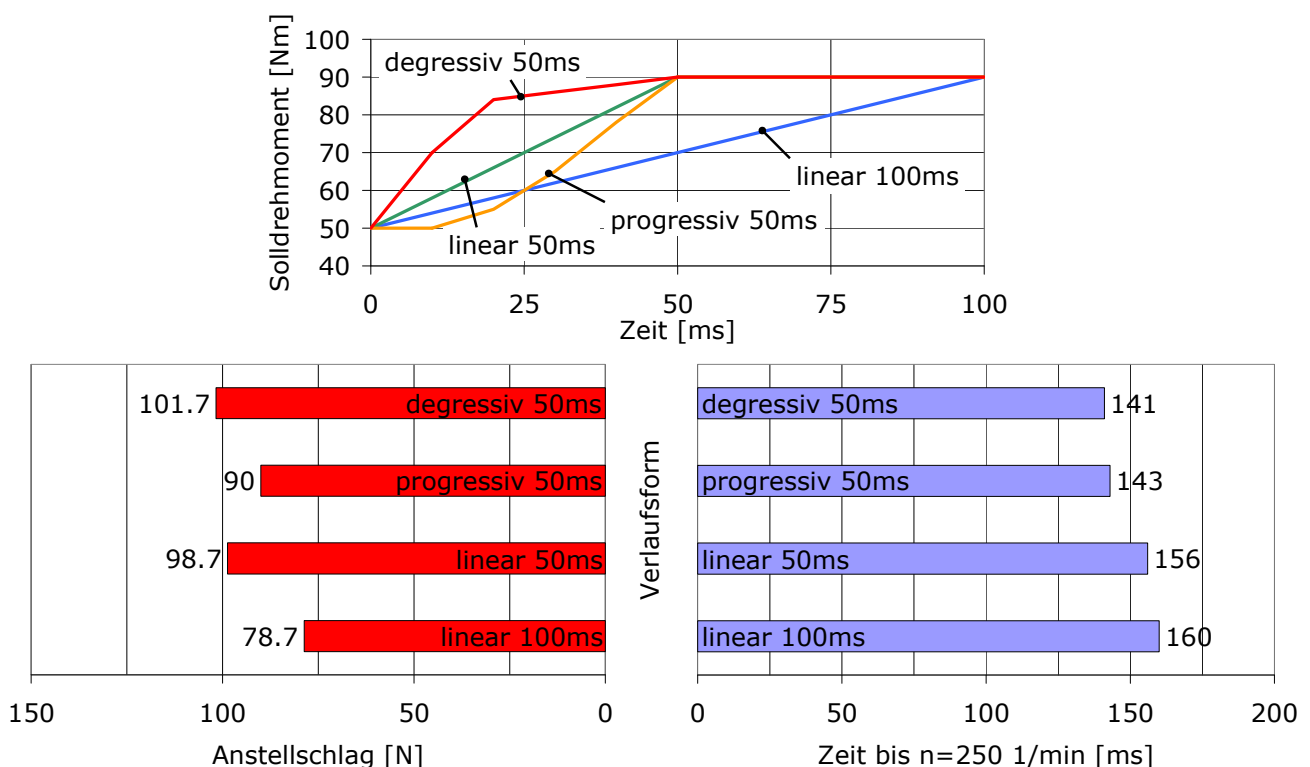


Abbildung 5-28: Variation des Solldrehmomentverlaufs

Ein progressiver Solldrehmomentverlauf vom Minimalstartdrehmoment von 50 Nm bis auf die aus erster Versuchsreihe festgelegten 90 Nm reduziert den Anstellschlag um 43 N auf 90 N bei einer Verschlechterung der Zeit bis zum Erreichen von 250 1/min um 13ms. Die anderen dargestellten Verläufe schneiden im Vergleich entweder aufgrund des Anstellschlages (degressiv 50 ms und linear 50 ms) oder einer zu langen Dauer (linear 50 ms und linear 100 ms) schlechter ab. Die Empfehlung lautet für den



untersuchten Aufbau aus VM und EM, das Startdrehmoment der E-Maschine progressiv von 50 Nm auf 90 Nm innerhalb von 50 ms aufzuprägen.

### Minimierung der Anregung im Bereich der Eigenfrequenzen

Das Durchlaufen des Eigenfrequenzbereichs stellt hinsichtlich Komfortoptimierung im Start-Stopp-Betrieb die größte Herausforderung dar. Ziele sind hierbei zum einen die Anregungen im Bereich der Eigenfrequenzen zu minimieren und zum anderen diesen Bereich möglichst schnell zu durchlaufen.

Wie bereits beschrieben findet die Hauptanregung durch das Gaswechselmoment statt. Die Anregungsintensität ist abhängig von der Höhe des Gaswechselmoments, wobei die ersten Verbrennungen – bei geöffneter Drosselklappe auf Vollastniveau – den größten Einfluss besitzen. Ist es das Ziel, den Startvorgang möglichst komfortabel zu gestalten, so gilt es die ersten Verbrennungen aus dem Bereich der Eigenfrequenzen in Richtung höherer Drehzahlen zu verlagern.

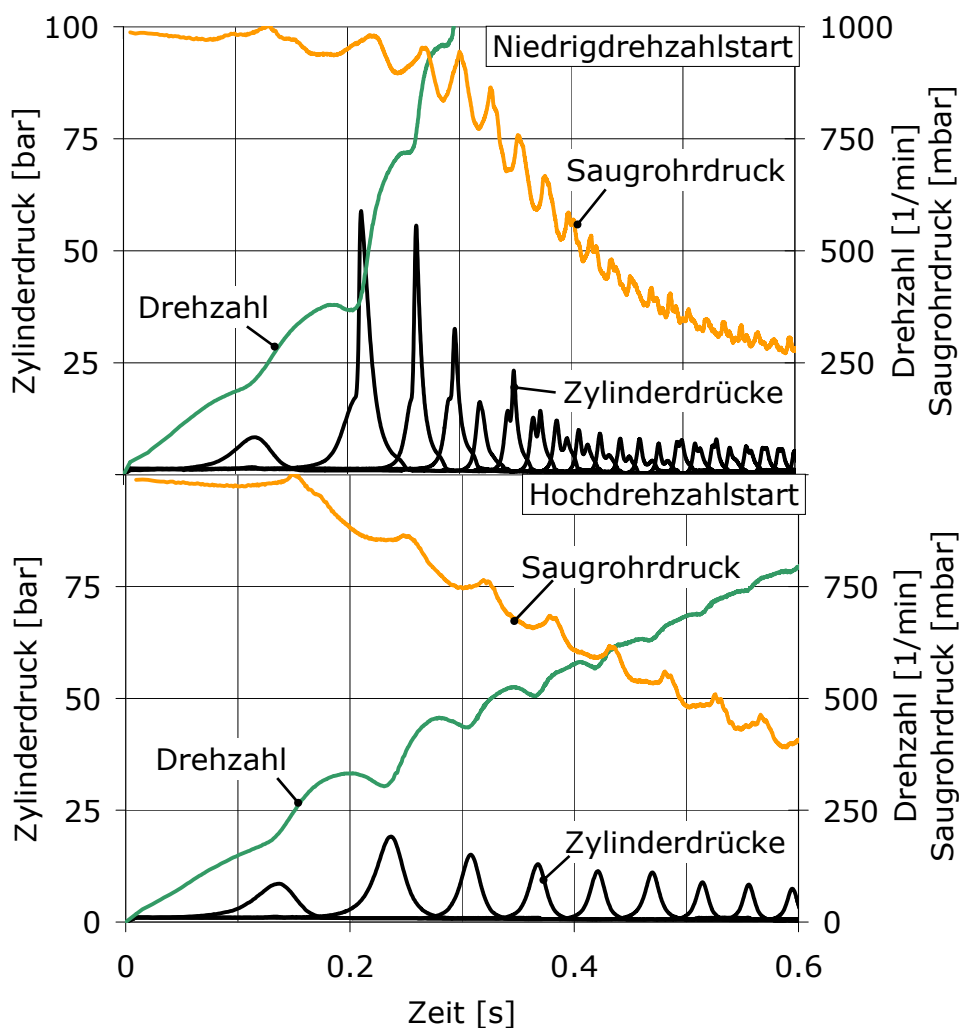


Abbildung 5-29: Vergleich Hochdrehzahlstart und Niedrigdrehzahlstart



In Abbildung 5-29 sind ein Hoch- und ein Niedrigdrehzahlstart und in Abbildung 5-30 die zugehörigen Lagerkraftverläufe im Vergleich zueinander dargestellt. Finden die ersten Verbrennungen auf Niedrigdrehzahlniveau statt, so stellt sich im Saugrohr nahezu Umgebungsdruck ein, woraus eine volle Füllung der ersten brennenden Zylinder resultiert. Selbst wenn die Drosselklappe ganz geschlossen würde, so würde die bis dahin geringe Drehung der Kurbelwelle bei niedriger Drehzahl nicht genügen, um das Saugrohr zu evakuieren und einen Unterdruck zu erzeugen und damit für eine reduzierte Luftfüllung zu sorgen. Da das Gemisch im Startbereich angefettet wird (vgl. folgender Abschnitt) finden erste Verbrennungen mit vergleichsweise hohen Zylinderdrücken statt. Die Drehzahl steigt entsprechend schneller an, als beim reinen elektromotorischen Schleppen bis Leerlaufdrehzahl. Finden Verbrennungen im Eigenfrequenzbereich statt, so steigt die Lagerkraft in den exemplarisch dargestellten Starts von 308 N auf 675 N an.

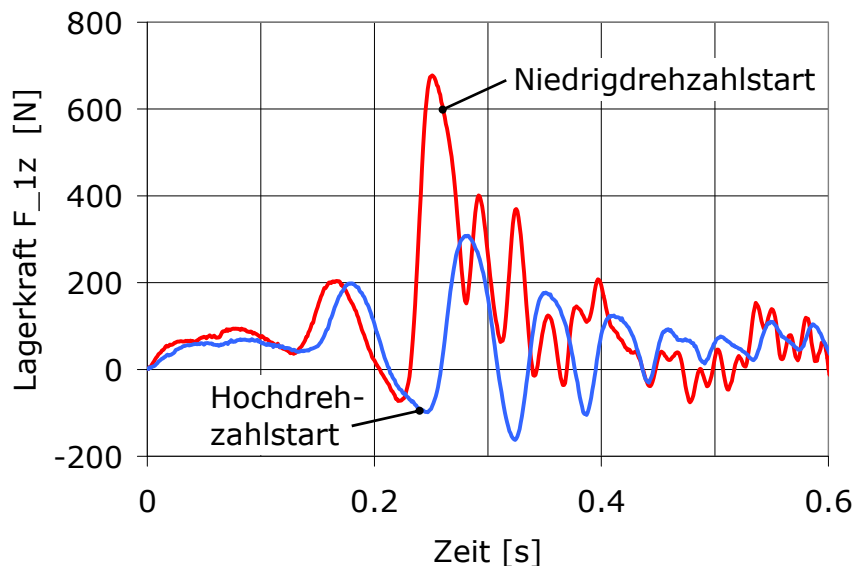


Abbildung 5-30: Vergleich der Lagerkraftverläufe von Hochdrehzahlstart und Niedrigdrehzahlstart

Wird elektromotorisch auf Leerlaufdrehzahl geschleppt (Hochdrehzahlstart), so ist noch der Einfluss der Dauer für das Durchlaufen des Eigenfrequenzbereichs auf die Lagerkraftamplitude zu untersuchen. In folgender Abbildung sind maximale Lagerkraft im Eigenfrequenzbereich sowie die korrespondierende Zeit bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl von 750 1/min in Abhängigkeit des Startdrehmoments dargestellt. Die zugrunde liegenden Versuche wurden aus identischer Startposition von  $\varphi = 80^\circ$  KW v. ZOT durchgeführt.

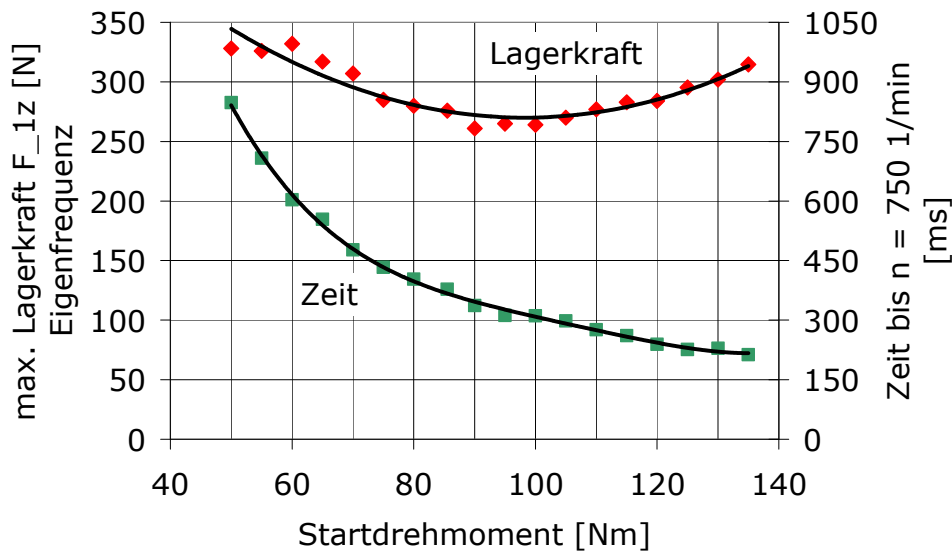


Abbildung 5-31: Max. Lagerkraft im Eigenfrequenzbereich ohne Verbrennung

Der zu vermutende Zusammenhang „kürzere Verweildauer im Eigenfrequenzbereich gleich niedrigere maximale Lagerkraft“ lässt sich nicht feststellen. Es zeigt sich ein Minimum bei einem Startdrehmoment von 90 Nm und einer korrespondierenden Dauer von 337 ms bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl. Bis zu diesem Minimum gilt der beschriebene Zusammenhang zwischen Verweildauer und Lagerkraft. Darüber überwiegt der Einfluss der Anregung durch ein erhöhtes EM-Drehmoment (vgl. Gl. 5-27) gegenüber einem schnelleren Durchlaufen des Eigenfrequenzbereichs. Demnach sollte für einen Komfortstart das maximale EM-Drehmoment auf 90 Nm beschränkt werden, jedoch ist unter Berücksichtigung dieses Limits anzustreben den Eigenfrequenzbereich schnellmöglich zu durchfahren.

#### Minimierung der Anregung durch die ersten Verbrennungen

Die Anregung durch die ersten Verbrennungen kann über zwei Stellpfade, Drosselklappe und Zündwinkel, beeinflusst werden. Bei der Variation beider Stellpfade sollte das Ziel verfolgt werden, die Zylinderspitzendrücke zu senken, um das Gaswechselmoment zu reduzieren. Wie in den vorherigen Abschnitten beschrieben muss zwischen Niedrigdrehzahlstart und Hochdrehzahlstart differenziert werden.

Im Bereich niedriger Drehzahlen ( $\sim 250$  1/min) ist das Luft-Kraftstoffgemisch anzureichern, um trotz geringer Ladungsbewegung die Einhaltung der Zündgrenzen für Otto-Kraftstoff ( $0,8 < \lambda < 1,4$  [Hohe-08]) an der Zündkerze zu gewährleisten. Dabei ist zwischen homogener und geschichteter Gemischverteilung /-einbringung zu unterscheiden, wobei Motoren mit Benzindirekteinspritzung (BDE) fast ausschließlich unter Hochdruck mit mehreren Einspritzungen geschichtet starten [Lejs-09]. Bei BDE-Konzepten kann durch Schichtung eine Abmagerung erreicht werden, welche im Niedrigdrehzahlstart sowohl die HC-Emissionen, als auch den Kraftstoffverbrauch im Start

reduziert ([Lejs-09], [Fese-09]). Der Saugrohrdruck entspricht auf diesem Drehzahlniveau nach maximal zwei Kompressionen ohne Verbrennung noch annähernd dem Umgebungsdruck (vgl. Abbildung 5-29). Gemäß den Zündgrenzen muss entsprechend viel Kraftstoff zugeteilt werden. Die resultierenden Verbrennungen liegen auf volllastähnlichem Niveau. Im Bereich des Niedrigdrehzahlstarts besteht kaum Einfluss auf die Minimierung des Zylinderdrucks während der ersten Verbrennungen. Die Randbedingungen für den Niedrigdrehzahlstart sind eine schlechte Gemischaufbereitung und die Forderung nach großer Energiefreisetzung, um die Startsicherheit bei der noch geringen kinetischen Energie aufgrund der geringen Drehzahl zu erreichen. Der Stellpfad Drosselklappe hat hier wie beschrieben einen minimalen Einfluss auf den Zylinderdruck. Eine Zündwinkelverstellung nach spät, welche zu einem geringeren Verbrennungsdruck und damit einer geringeren Anregung führen würde, ist aufgrund der Randbedingungen im Niedrigdrehzahlbereich (s.o.) nicht umzusetzen. Die Anregungen durch die ersten Verbrennungen sind im Niedrigdrehzahlstart demnach nicht zu beeinflussen.

Im Hochdrehzahlstart können beide Stellpfade genutzt werden. Da der Verbrennungsmotor elektromotorisch auf Leerlaufdrehzahl geschleppt wird, reichen die Ladungswechselzyklen aus, um in Abhängigkeit der Drosselklappenstellung den Saugrohrdruck zu senken (Saughrevakuierung) und damit die Zylinderfüllung zu reduzieren. Der Einfluss des Saugrohrdrucks auf die maximale Lagerkraft bei erster Verbrennung ist in Abbildung 5-32 dargestellt.

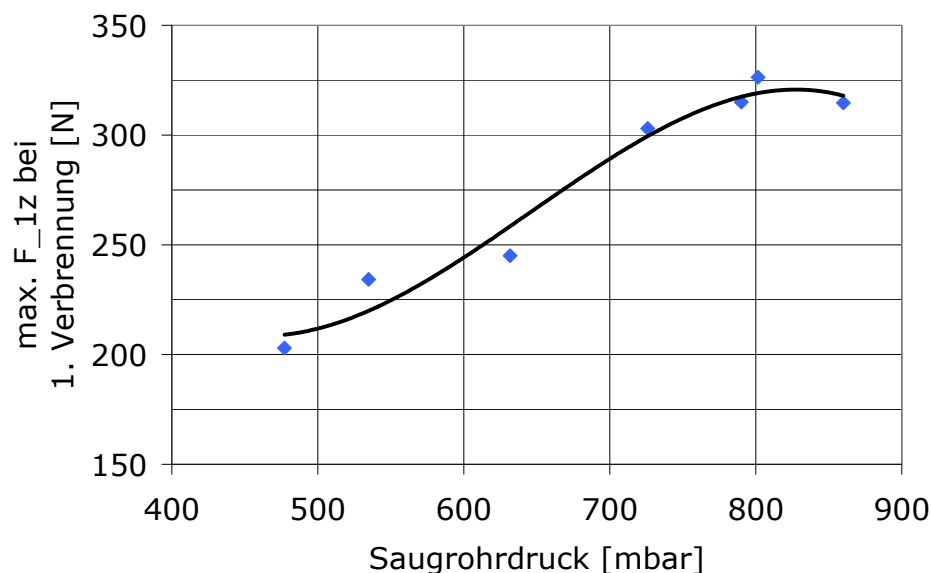


Abbildung 5-32: Einfluss des Saugrohrdrucks auf die maximale Lagerkraft bei erster Verbrennung

Die zugrunde liegenden Startversuche wurden bei unterschiedlicher Drosselklappenstellung durchgeführt. Es wurde innerhalb von 350 ms elektromotorisch auf Leerlaufdrehzahl geschleppt und dort die Einspritzung bei festem Zündwinkel freigegeben. Ist

es das Ziel, die Lagerkraft auf ein Minimum zu reduzieren, so sollte die Drosselklappe vollends geschlossen werden.

Der Einfluss der Zündwinkelverstellung auf die maximale Lagerkraft ist in folgender Abbildung dargestellt. Dabei wurde die erste Einspritzung erst nach Erreichen der Leerlaufdrehzahl freigegeben. Es sind zwei Versuchsreihen, bei voll geöffneter Drosselklappe und vollständig geschlossener Drosselklappe, durchgeführt worden, wobei sich der qualitativ lineare Zusammenhang zwischen Zündwinkel und maximaler Lagerkraft bei erster Verbrennung nicht unterscheidet. Lediglich das Niveau weicht wegen der unterschiedlichen Ladungsmasse voneinander ab.

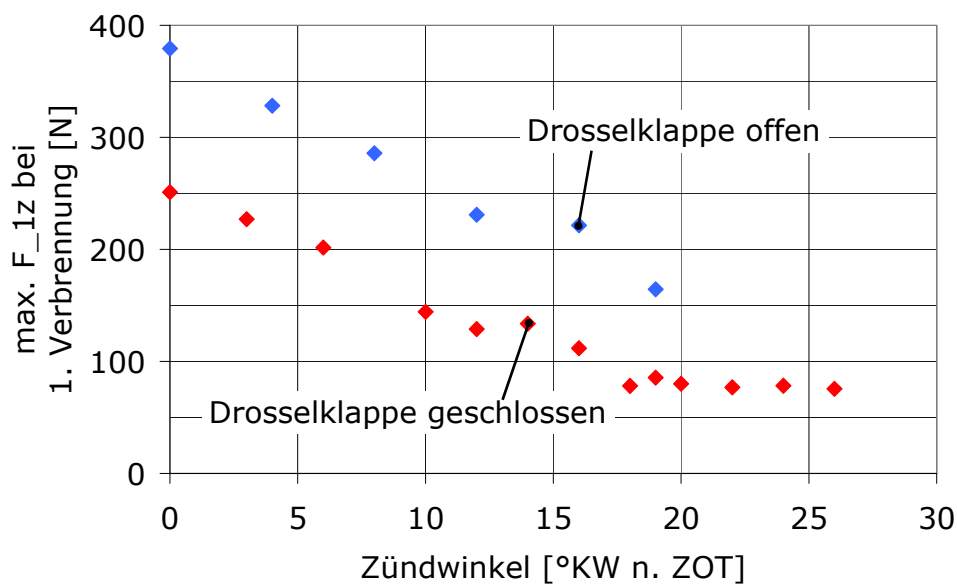


Abbildung 5-33: Einfluss des Zündwinkels auf die maximale Lagerkraft bei erster Verbrennung

Der Zündwinkelverstellung nach spät sind jedoch Grenzen gesetzt, da bei zu spätem Zündwinkel das Luft-Kraftstoff-Gemisch nicht vollständig verbrannt ist, und unverbrannte Bestandteile beim Öffnen der Auslassventile ins Abgassystem strömen. Es kommt zu erhöhtem Ausstoß von unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Am Versuchsmotor öffnet der Auslass mit festen Steuerzeiten bei 98°KW nach Zünd-OT.

In Abbildung 5-34 ist der Einfluss der Variation des Zündwinkels (ZW) auf Zylinderdruck- und Heizverlauf<sup>22</sup> der ersten Verbrennung in einem Hochdrehzahlstart mit geschlossener Drosselklappe dargestellt (gleiche Messreihe wie in Abbildung 5-33 -

<sup>22</sup> Der Heizverlauf beschreibt die kurbelwinkelabhängige Energieumsetzung im Brennraum ohne Berücksichtigung der Wandwärmeverluste [Dolt-06].

Drosselklappe geschlossen). Der Heizverlauf wurde nach folgender Gleichung basierend auf dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik berechnet [Avll-06]:

$$Q_i = \frac{\kappa}{\kappa - 1} [\kappa \cdot p_i \cdot (V_{i+n} - V_{i-n}) + V_i \cdot (p_{i+n} - p_{i-n})] \quad \text{Gl. 5-30}$$

Ab einem Zündwinkel später als 28°KW n. ZOT ist die Verbrennung noch nicht abgeschlossen, wenn der Auslass öffnet (vgl. Abbildung 5-34). Ab einem Zündwinkel von 19°KW n. ZOT ist kein nennenswerter Einfluss auf die Lagerkraft bei erster Verbrennung mehr festzustellen weshalb dieser Zündwinkel für die weiteren Untersuchungen im Falle eines komfortoptimierten Starts verwendet wird. Der Abstand zwischen Brennende und Auslass öffnet beträgt dabei mehr als 10°KW.

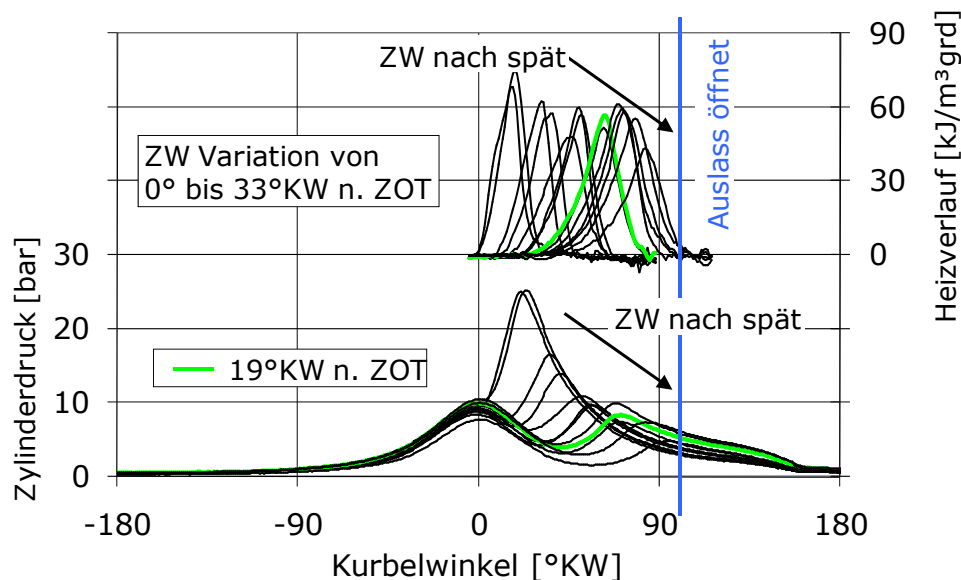


Abbildung 5-34: Einfluss des Zündwinkels auf Zylinderdruck- und Heizverlauf der ersten Verbrennung

Zusammengefasst kann gesagt werden, dass ein Hochdrehzahlstart folgende Vorteile gegenüber einem Niedrigdrehzahlstart hat:

- Bessere Gemischaufbereitung aufgrund der größeren Zylinderströmung weshalb auf eine Gemischanfettung verzichtet werden kann
- Reduzierung der maximalen Lagerkraft bei erster Verbrennung durch Saugrohr-evakuierung und Zündwinkelverstellung nach spät möglich
- Verlagerung der ersten Verbrennung aus dem Bereich der Eigenfrequenzen

### 5.5.4. Idealer Komfortstart

In diesem Abschnitt wird anhand theoretischer Überlegungen unter Verwendung der in Kapitel 5.4 vorgestellten Schwingungssimulation das maximal erreichbare Potenzial eines hinsichtlich Komfort idealen Startvorgangs dargestellt. Entscheidend ist die Minimierung der Kraftanregung, welche zusammengefasst durch den in Gl. 5-27 beschriebenen Kraftanregungsvektor beschrieben werden kann. Zwei der dort aufgeführten Anregungen lassen sich theoretisch eliminieren – das Gaswechsellmoment und das Massenmoment. Ein elektromotorisches Drehmoment muss hingegen aufgebracht werden, um die Kurbelwelle bis auf Leerlaufdrehzahl zu beschleunigen. Zudem lässt sich das Reibmoment des Verbrennungsmotors nicht eliminieren.

Idealisiert ließe sich das Massenmoment 2. Ordnung analog zur Massenkraft zweiter Ordnung über einen Lancaster-Ausgleich ausgleichen. Dazu müssten die Ausgleichswellen in z-Richtung in der Höhe versetzt angeordnet werden [Kuen-95]. Die Auslegung dieses Systems kann dann nur für einen Betriebspunkt optimal erfolgen, weshalb in der Praxis i.d.R. darauf verzichtet wird [Bass-07]. Für einen idealen, maximal komfortablen Startvorgang denke man sich dieses Massenmoment kompensiert. Die Höhe des Massenmomentes ist im Vergleich zum Gaswechsellmoment ohnehin gering.

Das Gaswechsellmoment stellt die Hauptanregungskomponente dar. Da eine elektrische Maschine im Triebstrang integriert ist, ließe sich idealisiert diese Anregung durch Aufbringen eines Gegenmomentes vollständig eliminieren. Voraussetzungen hierfür sind eine ausreichend starke sowie eine ausreichend schnell regelbare E-Maschine. Auf beide Voraussetzungen wird in Abschnitt 5.6.3 noch genauer eingegangen. Wäre eine solche ideale Kompensation des Gaswechsellmomentes möglich, so ließen sich die in Abbildung 5-35 dargestellten Verläufe der Lagerkraft während des Startvorgangs erzielen.

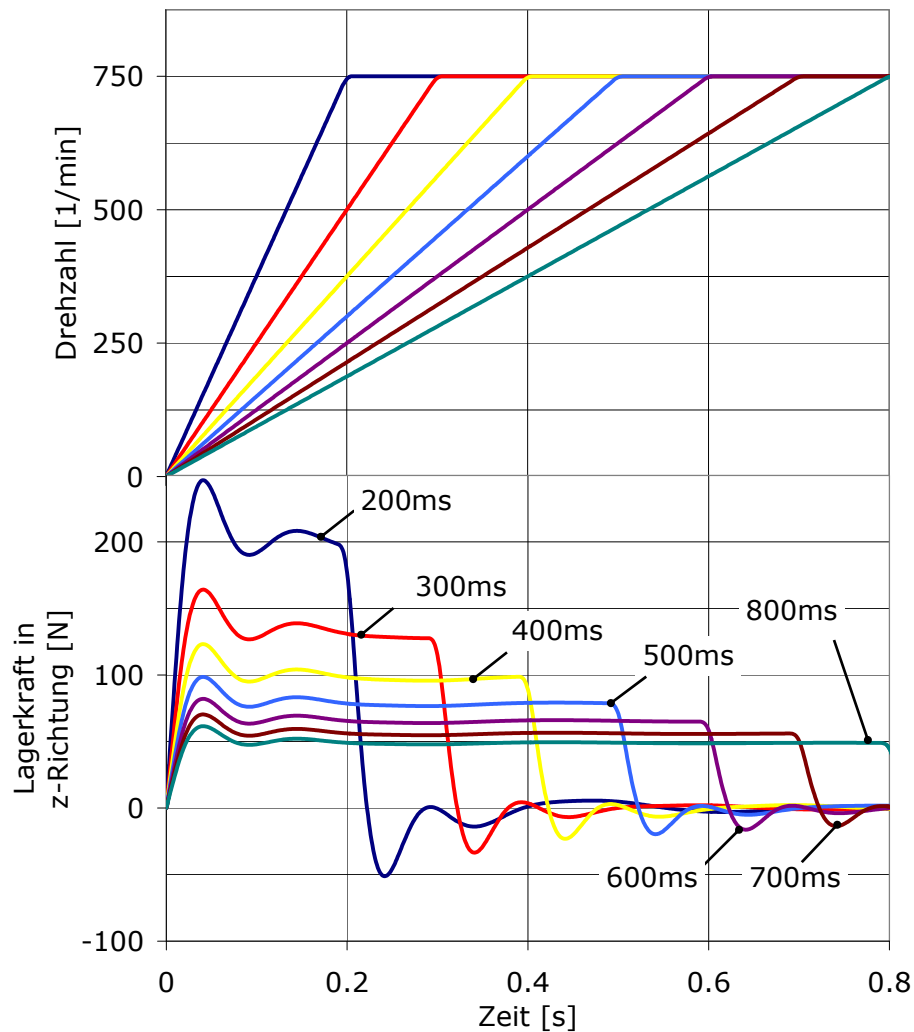


Abbildung 5-35: Lagerkräfte (simuliert) bei idealer Kompensation des Gaswechsellmoments im Start

Der Drehzahlanstieg verlief ideal linear bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl, da die charakteristischen Drehzahlunförmigkeiten aufgrund des Gaswechsellmoments ideal kompensiert würden. Es sind Startdauern von 200 bis 800 ms mit korrespondierendem Startdrehmoment simuliert worden. Die resultierenden Lagerkraftverläufe reduzieren sich stark. Das Aggregat würde zunächst durch das aufgebrachte ISG-Startdrehmoment entsprechend des in 5.5.3 als Anstellschlag beschriebenen Schwingungsphänomens ausgelenkt. Da das System schwingungsfähig ist, findet eine Art Einschwingvorgang statt, bis schließlich ein stationärer Zustand erreicht ist, in welchem das Aggregat entsprechend des beschleunigenden ISG-Drehmoments in seinen Lagern abgestützt wird. Sämtliche oszillierenden Anregungen kompensieren sich gegenseitig mit dem Resultat, das auch im Resonanzbereich keine Anregung stattfindet und damit auch keine Vergrößerung der Lagerkraft entsteht. Je höher das Startdrehmoment und damit je kürzer die Startdauer desto höher ist das Niveau der resultierenden Lagerkraft („Actio gleich Reactio“ – vgl. 5.5.3).

### 5.5.5. Untersuchung der Vibration bei Stopp

Im Motorstoppvorgang muss der Eigenfrequenzbereich durchlaufen werden, wobei keine Verbrennung stattfindet und das Aggregat hauptsächlich durch das Gaswechselmoment angeregt wird. Zur Vibrationsreduzierung ist es demnach zielführend das Gaswechselmoment im Motorauslauf zu minimieren. Die wichtigsten Einflussgrößen auf den Stoppvorgang sind:

- Drosselklappenöffnung
- Ventilsteuerzeiten
- Leerlaufdrehzahl
- Motorreibung
- Trägheitsmoment
- Verdichtungsverhältnis
- Leckage

Der Auslaufvorgang kann mit folgender Bewegungsgleichung beschrieben werden:

$$\theta \ddot{\phi} = M_{Gas,Zyl1} + M_{Gas,Zyl2} + M_{Gas,Zyl3} + M_{Gas,Zyl4} + M_r \quad \text{Gl. 5-31}$$

Da Reibung und Trägheitsmoment feste Größen sind, kann lediglich das Gaswechselmoment variiert werden. Der am Prüfstand aufgebaute Versuchsmotor besitzt keine vollständig variable Ventilsteuerung, weshalb diese Einflussmöglichkeit nicht untersucht wird. Der Einfluss der Drosselklappenstellung auf das Auslaufverhalten ist in folgender Abbildung dargestellt.

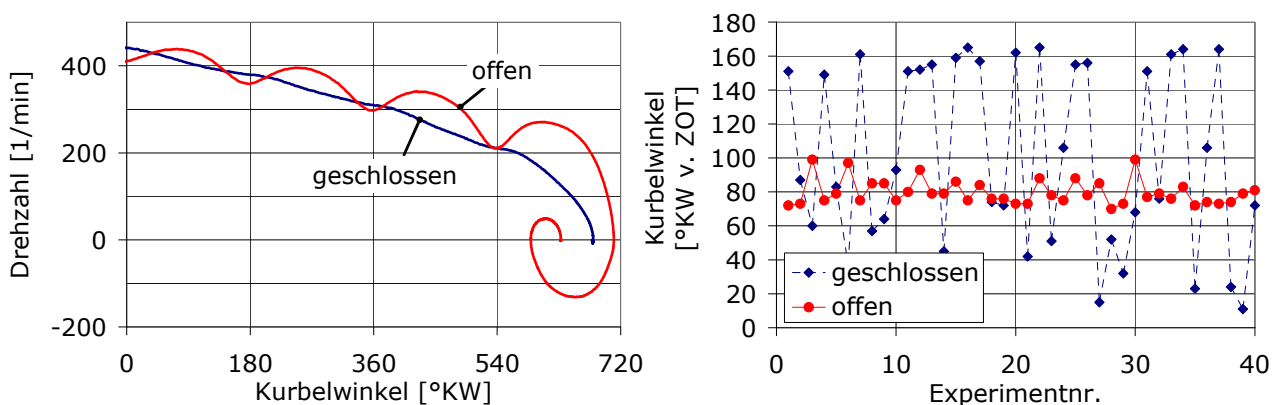


Abbildung 5-36: Einfluss der Drosselklappe auf den Motorauslauf



Bei geöffneter Drosselklappe dominieren in Gl. 5-31 die Gaswechsellmomente der einzelnen Zylinder gegenüber der Reibung und der Massenträgheit. Die Drehungleichförmigkeit nimmt aufgrund der höheren Zylinderspitzen drücke zu, wobei das durch den letzten komprimierenden Zylinder vor dem Nulldurchgang der Drehzahl aufgebaute Gasmoment so groß wird, dass es zu einer Drehrichtungsumkehr kommt und der Verbrennungsmotor den zuvor verdichtenden Zylinder komprimiert bis es erneut zur Drehrichtungsumkehr kommt und der Motor letztendlich stehen bleibt. Wird die Drosselklappe geschlossen, so reduzieren sich die Spitzen drücke, der Drehzahlverlauf ist gleichmäßiger und es kommt zu keiner Drehrichtungsumkehr bevor der Motor stoppt, da Reibung und Massenträgheit einen größeren Einfluss auf das in Gl. 5-31 beschriebene Gleichgewicht haben, als das durch eine geringere Zylinderfüllung reduzierte Gaswechsellmoment.

Die zu den Drosselklappenstellungen gehörenden Stopppositionen sind in Abbildung 5-36 (re.) dargestellt. Wird beabsichtigt, eine definierte Stoppposition einzustellen, so kann die Drosselklappe als Stellorgan verwendet werden. Ist diese geschlossen, so ist die Motorstoppposition nicht beeinflussbar und kann im gesamten Kurbelwinkelbereich liegen. Bei geöffneter Drosselklappe existiert durch die erhöhten Gaswechsellmomente und die zweifache Richtungsumkehr eine Art Ausgleichsposition bei ca.  $90^\circ$  KW vor Zünd-OT in welcher sich alle vier Zylinder auf gleichem Niveau befinden und um diese die tatsächlichen Stopppositionen mit einer Toleranz von ca.  $10^\circ$  KW liegen.

In Abbildung 5-37 sind die zugehörigen Lagerkraftverläufe während des Stoppvorgangs bei offener und geschlossener Drosselklappe dargestellt. Die größeren Gaswechsellmomente machen sich auch in Form höherer Lagerkraftamplituden bemerkbar. Für einen komfortablen Stopp sollte die Drosselklappe geschlossen werden.

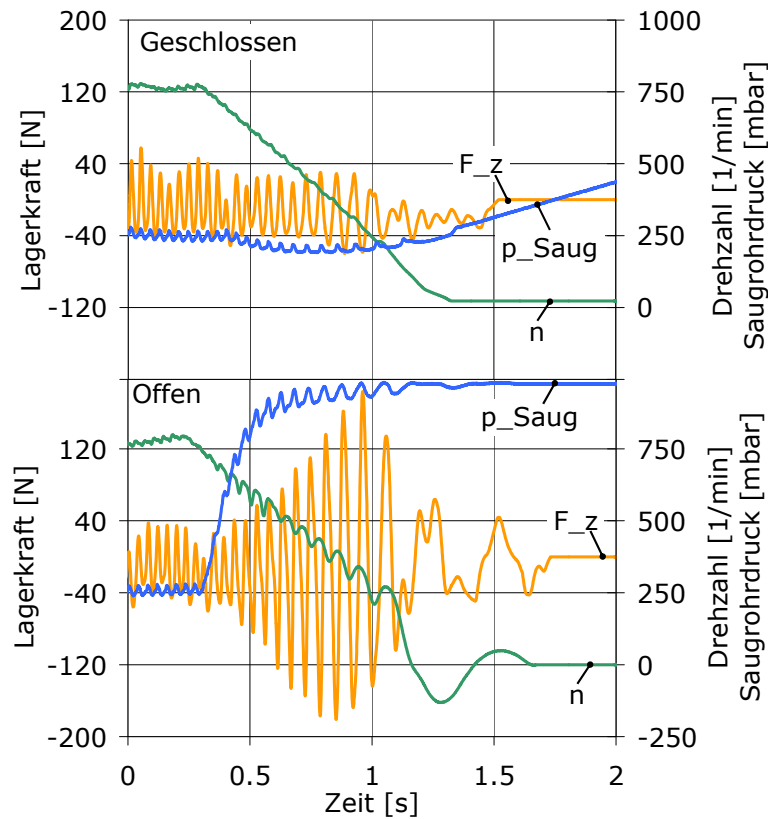


Abbildung 5-37: Lagerkraftverlauf während des Stoppvorgangs

Wie bereits für den Startvorgang gezeigt (vgl. 5.5.4) kann das Gaswechsellmoment auch im Motorauslauf zumindest simulatorisch vollständig eliminiert werden. Das Ergebnis dieser Simulation für eine Auslaufdauer von 1100 ms (entspricht ca. der Dauer für einen Auslauf mit geschlossener Drosselklappe) ist in folgender Abbildung dargestellt. Aufgrund der fehlenden Drehzahlschwankungen oszilliert auch die Lagerkraft nicht.

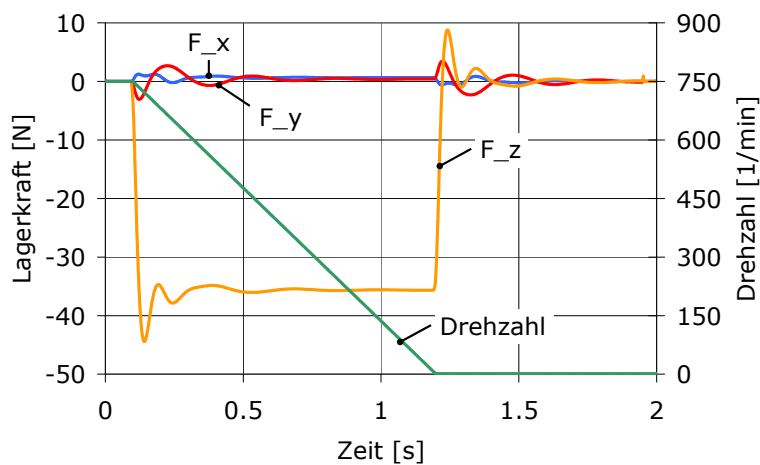


Abbildung 5-38: Lagerkraft während des idealen Motorstopps (simuliert)

Der Stoppvorgang ist bei einem anschließenden Hybridstart so komfortabel wie möglich zu gestalten, was am einfachsten über ein Schließen der Drosselklappe realisiert werden kann. Die daraus resultierend nicht beeinflussbare Stopposition ist vertretbar. Der Einfluss der Stopp- und damit nächsten Startposition auf den Anstellschlag und die Startdauer bis zum Erreichen einer Drehzahl von 250 1/min sind in Abbildung 5-39 veranschaulicht. Das Startdrehmoment wurde progressiv von 50 Nm auf 90 Nm in 50 ms gesteigert.

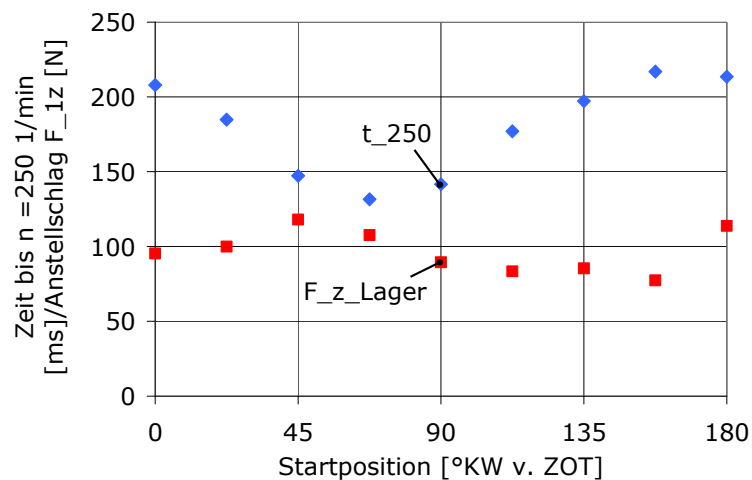


Abbildung 5-39: Einfluss der Startposition auf Anstellschlag und Startdauer

Die Startposition hat einen Einfluss von max. 40 N auf den Anstellschlag und 85 ms auf die Startdauer. Ein stets absolut reproduzierbarer Start könnte demnach nur bei identischer Startposition erfolgen. Da das Öffnen der Drosselklappe aus Komfortgründen nicht sinnvoll erscheint, könnte der Motor nach dem Stoppen mittels E-Maschine in eine definierte Position gestellt werden. Zudem wäre ein gezieltes Abbremsen mit EM bis zu dieser definierten Stopposition denkbar.

### 5.6. Der optimierte Hybridstart

In diesem Abschnitt werden die zuvor untersuchten Komfortoptimierungsmaßnahmen umgesetzt. Es ist festzuhalten, dass sämtliche Maßnahmen in Ihrer Detailausprägung für das aufgebaute Versuchssystem bei betriebswarmem Motor (Kühlwassertemperatur  $\sim 80^{\circ}\text{C}$ ; Öltemperatur  $> 65^{\circ}\text{C}$ ) gelten. Die Untersuchungen sind als Prinzipuntersuchungen zu verstehen, welche grundsätzliche Zusammenhänge aufzeigen sollen. Diese Zusammenhänge behalten auch für andere Hybridstartvorgänge mit Ottomotoren ihre Gültigkeit.

Allgemein muss zwischen fahrerinitiierten Starts und fahrzeugsysteminitiierten Starts unterschieden werden. Bei ersteren hat die schnellstmögliche Bereitstellung von Drehmoment höchste Priorität. Der Fahrer initiiert den Startvorgang über das Fahrpedal, wobei idealerweise unmittelbar Drehmoment für Vortrieb zur Verfügung steht. Der Elektromotor startet den Verbrennungsmotor drehmomentgeregelt. Das elektromotorische Drehmoment steht nach dem Motorstart zusätzlich zum verbrennungsmotorischen Drehmoment zur Verfügung. Der Fokus liegt auf einer kurzen Startdauer, d.h. auf der Zeit bis der Verbrennungsmotor Drehmoment abgeben kann. Der Startvorgang darf spürbar sein, solange sich die Vibrationen subjektiv nach Vortrieb anfühlen. Der fahrerinitiierte Start mit Drehmomentanforderung wird für die weiteren Betrachtungen Torque Request Hybrid Start (TRHS) genannt.

Fahrzeugsysteminitiierte Starts sollten hingegen möglichst unmerklich erfolgen. Der Startvorgang wird ohne Hinzutun des Fahrers von einem Fahrzeugsystem angefordert (vgl. Einschaltaufforderer – Kapitel 2.1.2). Die Startdauer ist im Vergleich zum Komfort von untergeordneter Bedeutung. Der Elektromotor startet drehzahlgeregelt. Der komfortorientierte, fahrzeugsysteminitiierte Start wird im Folgenden Idle Speed Request Hybrid Start (ISRHS) genannt.

Der Verbrennungsmotorstart erfolgt als ISRHS solange eine Grenzfahrpedalstellung nicht überschritten wird. Fordert der Fahrer durch das Überschreiten dieser Grenze eine schnellstmögliche Drehmomentverfügbarkeit, so wird per TRHS gestartet. Zwischen Idle Speed Request Hybrid Start und Torque Request Hybrid Start können verschiedene Derivate des ISRHS realisiert werden. Dabei wird drehzahlgeführt gestartet und in Abhängigkeit der Fahrpedalstellung die Einspritzung ab einer korrespondierenden Drehzahl entweder früher oder später freigegeben, so dass der Startvorgang früher oder später abgeschlossen ist. Die Drehzahlverläufe von exemplarischen TRHS und ISRHS sind in Abbildung 5-40 dargestellt. Der merkbliche Unterschied in der Startdauer sowie die großen Drehzahlgradienten im TRHS sind erkennbar.

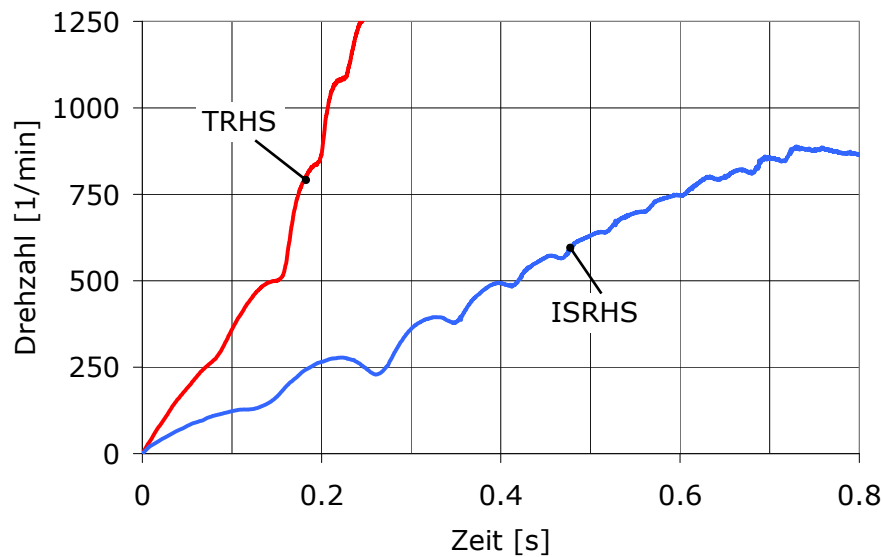


Abbildung 5-40: Torque Request Hybrid Start und Idle Speed Request Hybrid Start

In rein seriellen Hybridtriebsträngen, in welchen der Verbrennungsmotor nicht direkt für Vortrieb sorgt, sondern der Energiefluss über den elektrischen Pfad auf den Abtrieb erfolgt, kann bei Startanforderung immer komfortabel über einen ISRHS gestartet werden. Der VM-Start wird aus energetischen Gründen fahrzeugsysteminitiiert. Die Zeitdifferenz zwischen der verbrennungsmotorischen Drehmomentverfügbarkeit bei TRHS und ISRHS kann über Energiereserven in der HV-Batterie kompensiert werden. In kombiniert Seriell- / Parallelhybridkonfigurationen (z.B. Range Extender Konzept TwinDrive von VW) kann es hingegen sinnvoll sein, nach der oben beschriebenen Fallunterscheidung über das Bewerten der Fahrpedalstellung zu starten.

### 5.6.1. Torque Request Hybrid Start

Der Fokus des TRHS liegt auf einer kurzen Startdauer. Der Elektromotor startet mit möglichst hohem Drehmoment und die Einspritzfreigabe erfolgt ab Drehzahlen von 250 1/min, sodass innerhalb kürzester Zeit nach Startanforderung verbrennungsmotorisches und elektromotorisches Drehmoment zur Verfügung stehen.

Die Einspritzfreigabe wird ab einer Drehzahl von 250 1/min erteilt, damit die erste Verbrennung im zweiten komprimierenden Zylinder und nicht im Ersten stattfindet. Wird der Motorauslauf nicht über Drosselklappe oder E-Maschine gesteuert, so befindet sich die Kurbelwelle nach Motorstopp in einer nicht beeinflussbaren Position (vgl. 5.5.5). Der im nächsten Start als erstes komprimierende Zylinder hat die aus Kolbenposition und entsprechendem Zylindervolumen und den Druckverhältnissen im Zylinder resultierende Zylinderfüllung, bevor der Motor zu drehen beginnt. Diese entspricht nur der vollständigen Füllung, wenn die Startposition  $180^\circ$  KW vor ZOT ist. Alle Positionen näher am ZOT haben eine geringere Zylinderfüllung und damit in der Kom-

pression geringere Spitzendrücke. Die Ladungsbewegung ist aufgrund der niedrigen Drehzahlen und der fehlenden Strömung von Frischladung in den Brennraum gering wodurch die Gemischaufbereitung schlecht ist. Daraus folgen eine potenzielle Erhöhung der Kohlenwasserstoffemission und ein schlechterer Wirkungsgrad bei der Kraftstoffumsetzung. Der zweite komprimierende Zylinder hat hingegen die volle Zylinderfüllung, einen entsprechenden Kompressionsdruck und eine höhere Ladungsbewegung aufgrund der höheren Drehzahl und Zylinderströmung durch den Ladungswechsel. Die Einspritzung wird erst im zweiten komprimierenden Zylinder freigegeben. Auf eine Positionierung des VM im oder nach dem Auslaufvorgang kann damit verzichtet werden. Der Drehzahlverlauf und die Zylinderdruckverläufe im TRHS sind in Abbildung 5-41 dargestellt.

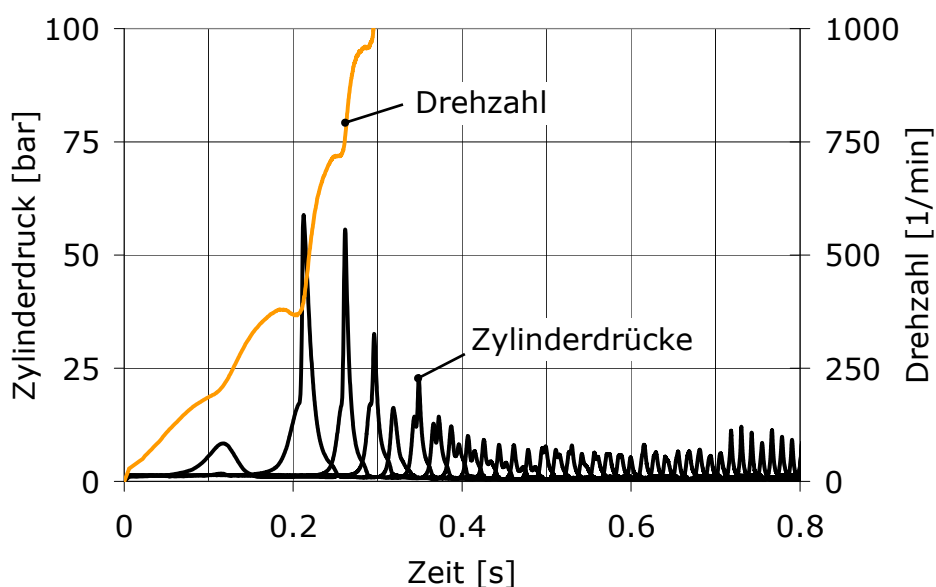


Abbildung 5-41: Drehzahl und Zylinderdruckverlauf im TRHS mit 90Nm Startdrehmoment

Die Gemischzuteilung erfolgt während des Startvorgangs kennfeldbasiert. Die im TRHS bei betriebswarmem Motor zugeteilte Kraftstoffmenge sorgt bei voller Zylinderfüllung, wie in der zweiten Kompression der Fall, für eine minimale Anreicherung des Luft-/Kraftstoffverhältnisses im Brennraum. Das Erreichen einer 100%-igen Startsicherheit ist im Hybridstart durch das elektromotorische Beschleunigen des VM gegeben. Es kann auf Kosten der Startsicherheit weniger stark angereichert werden, als bei konventionellen Startvorgängen mit Anlasser, bei denen die Startunterstützung nur bis ca. 200 1/min stattfindet und die erste Verbrennung keinesfalls erlöschen darf.

Die Startemission wurde im Rahmen der Untersuchung nicht gemessen, jedoch wird hier eine qualitative Einschätzung zur theoretischen Schadstoffentstehung gemacht. Aufgrund des Betriebs bei einem angereicherten Luft- / Kraftstoffverhältnis ist mit einer leichten Erhöhung der Kohlenwasserstoff- (HC) und Kohlenmonoxidemission (CO) zu rechnen. Das leicht unterstöchiometrische Gemisch und eine schlechte Gemischbil-

dung (s.o.) führen zu Sauerstoffmangel, weshalb die HC-Emissionen und die CO-Emissionen im Vergleich zu stöchiometrischen Luft- / Kraftstoffverhältnissen ansteigen (vgl. Zusammenhang  $\lambda$  und Schadstoffe in z.B. [Hohe-07] oder [Bass-07]).

Aufgrund der hohen Spitzendrücke und schnellen Energieumsetzung (vgl. Heizverläufe in Abbildung 5-42) ist mit hohen Verbrennungstemperaturen zu rechnen. Hohe Verbrennungstemperaturen führen in Verbindung mit Sauerstoffüberschuss zur Stickoxidbildung [Bass-07]. Da jedoch angereichertes Gemisch bei leichtem Sauerstoffmangel verbrannt wird, ist mit einer Reduzierung der Stickoxide im Vergleich zum Betrieb bei einem Luftverhältnis  $\lambda$  leicht größer eins zu rechnen. Die Stickoxidbildung ist jedoch komplex und lässt sich laut [Bass-07] durch den Prozessverlauf der Verbrennung sowie Inhomogenitäten in der Gemischbildung erheblich beeinflussen, weshalb eine Prognose zur Emissionshöhe schwer fällt. Bei betriebswarmem Motor ist die s.g. light-off-Temperatur des Abgasnachbehandlungssystems überschritten. Die Schadstoffkomponenten werden oxidiert bzw. reduziert, womit die Emissionshöhe nach Abgasnachbehandlung unkritisch sein sollte (vgl. 2.1.4).

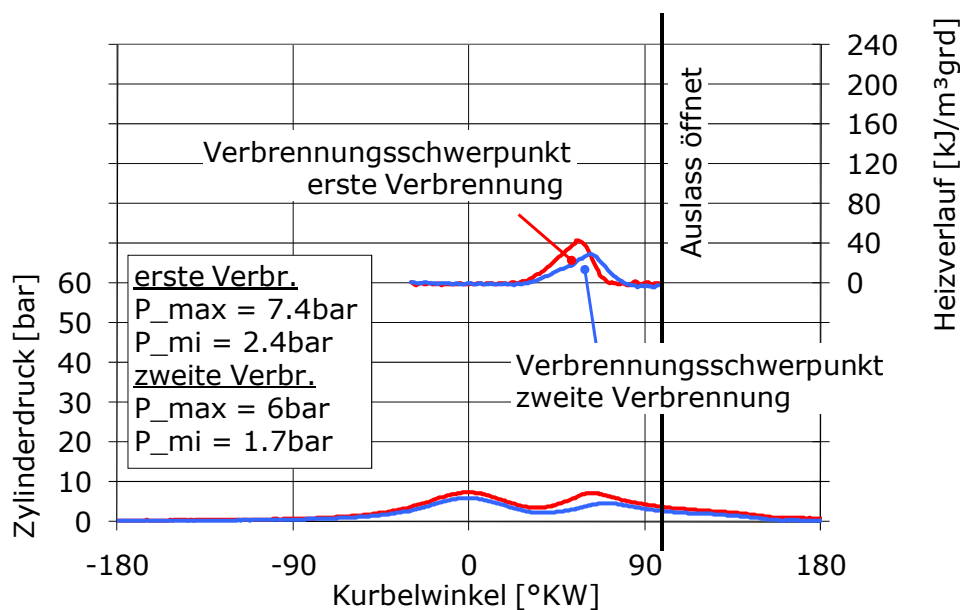


Abbildung 5-42: Erste und zweite Verbrennung im TRHS mit 135 Nm Startdrehmoment

Die ersten Verbrennungen erfolgen auf volllastähnlichem Druckniveau, da die Drosselklappe geöffnet ist und die Zylinder in den ersten Arbeitsspielen ihre volle Füllung haben. Die resultierenden hohen Zylinderspitzen drücke (ca. 60bar) sorgen für eine starke Beschleunigung der Kurbelwelle und eine starke Anregung des Aggregats im Bereich seiner Eigenfrequenzen.

In Abbildung 5-43 ist der Einfluss des Startdrehmomentniveaus auf die Startdauer und den Anstellschlag im TRHS dargestellt. Beide Zusammenhänge erscheinen annähernd linear.

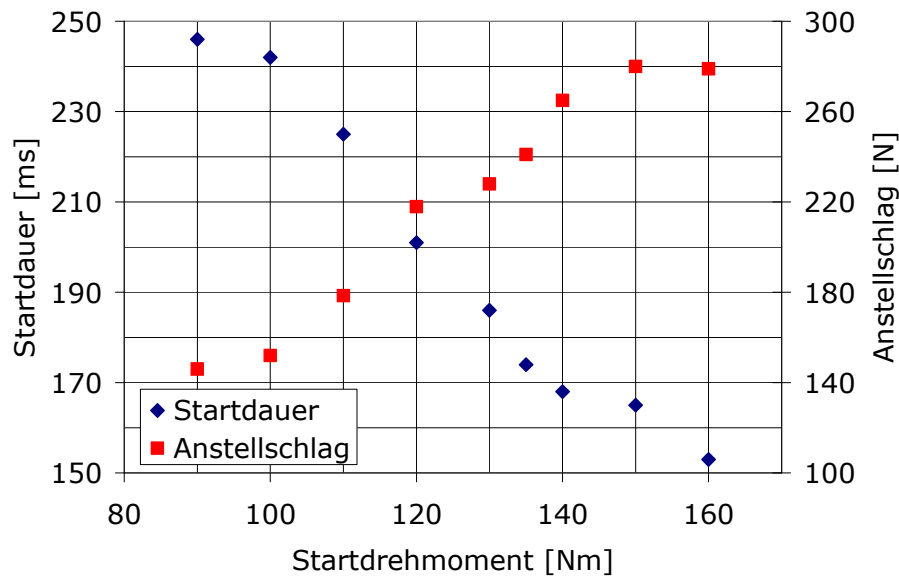


Abbildung 5-43: Einfluss des Startdrehmoments auf den TRHS

Um nun einen dieser Starts für die weiteren Untersuchungen als optimalen TRHS auszuwählen werden die minimalen Startdauern von Hybridfahrzeugen miteinander verglichen. Das Fahrzeug Lexus LS 600h als Vollhybrid mit V8-Ottomotor startet innerhalb von ca. 200 ms [Gerh-09]. Der Lexus RX 400h (V6-Ottomotor) erreicht einen Startvorgang maximal schnell in ca. 150 ms [Hohe-06b]. Der Mercedes-Benz S400h als Mildhybrid in P1-Konfiguration mit V6-Ottomotor startet den VM bei Drehmomentforderung in ähnlichen Regionen von 200ms. Es ist anzumerken, dass die Startposition in den zugrunde liegenden Messungen nicht identisch eingestellt wurde und die Fahrzeuge aufgrund ihrer Triebstrangkonfiguration nur bedingt miteinander vergleichbar sind.

Für den weiteren Verlauf dieser Arbeit wird für den TRHS ein Startdrehmoment von 135 Nm eingestellt, woraus eine Startdauer von 174 ms resultiert, welche zwischen den ca. 150 ms des Lexus RX 400h und den ca. 200 ms der anderen Fahrzeuge liegt. Der Start mit 135 Nm stellt einen guten Kompromiss aus dem hier wichtigsten Kriterium Startdauer und der resultierenden Lagerkraft dar. In Abhängigkeit der Triebstrangkonfiguration und des Fahrzeugs ist diese Strategie jedoch anzupassen. In Abbildung 5-44 sind die Verläufe der Drehzahl, der Zylinderdrücke, der Lagerkraft in z-Richtung und des kumulierten elektrischen Energiebedarfs des TRHS mit einem Startdrehmoment von 135 Nm abgebildet.

Der elektrische Energiebedarf wird aus der Messung von Strom und Spannung am Gleichstromeingang in die Leistungselektronik berechnet. Ein Startvorgang wird als beendet angesehen, wenn die Leerlaufdrehzahl des VM erreicht ist (vgl. Kapitel 2.1.1). Der elektrische Energiebedarf wird zur Vergleichbarkeit der Starts ebenfalls bis zum Erreichen der LL-Drehzahl kumuliert. Ein Start mit 135 Nm benötigt 1028 J elektrische Energie. Die Abbildung 5-43 zugrunde liegenden Startversuche unterscheiden sich um 300 J bezüglich ihres elektrischen Energiebedarfs (90 Nm ~ 800 J; 160Nm ~ 1100 J).



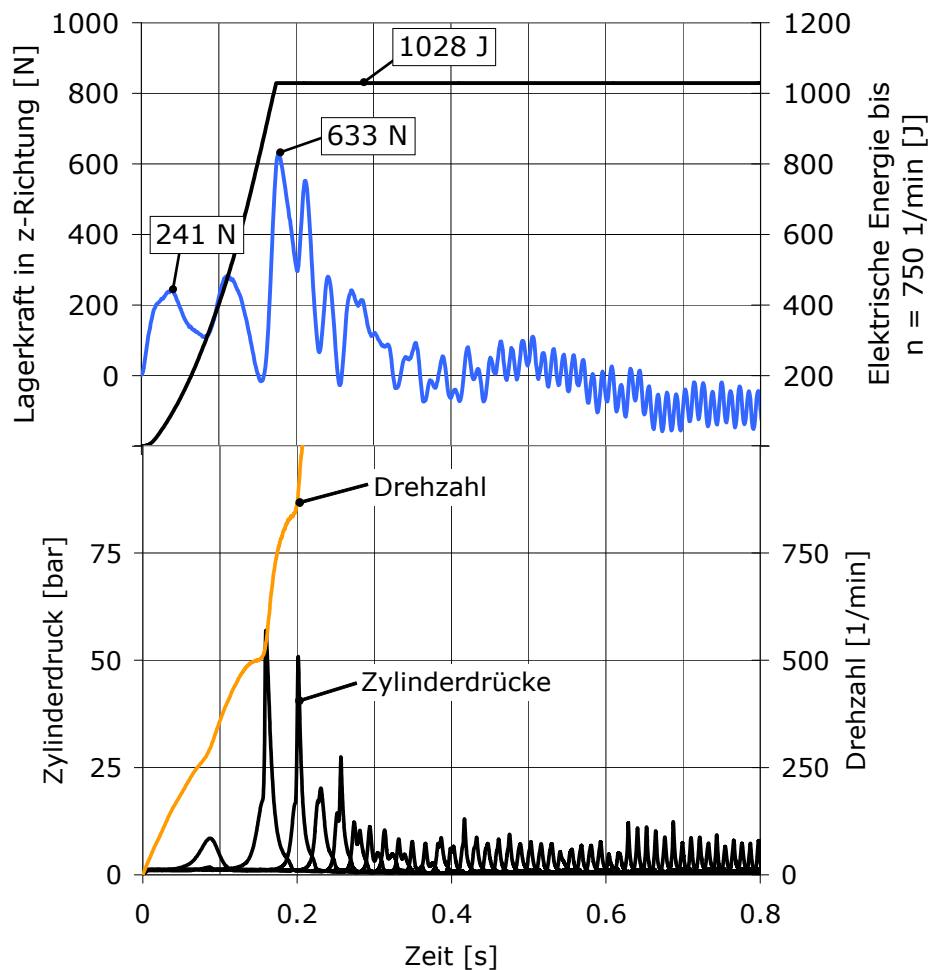


Abbildung 5-44: TRHS mit 135 Nm Startdrehmoment

Ein Start mit hohem Drehmoment hat einen starken Anstellschlag zur Folge (hier 241 N). Der erhöhte Anstellschlag kann zugunsten der kürzeren Startdauer in Kauf genommen werden. Es ist davon auszugehen, dass bei einer vom Fahrer initiierten Forderung nach unmittelbarem Vortrieb ein erhöhter Anstellschlag als positive Rückkopplung wahrgenommen wird. Es kann das Gefühl vermittelt werden, dass Aggregat sei umgehend bereit zur Drehmomentabgabe. Vergleicht man die TRHS-Vorgänge so lässt sich feststellen, dass mit steigendem EM-Startdrehmoment die maximale Lagerkraftamplitude im Eigenfrequenzbereich sinkt, da dieser Bereich schneller durchfahren wird. Ein Start mit 90 Nm erreicht hier Amplituden in z-Richtung von 673 N, der vorgestellte 135 Nm-Start kommt auf 633 N. Eine weitere Steigerung des Startdrehmomentes führt an dieser Stelle zu keiner weiteren Verbesserung. Das Niveau der maximalen Amplitude pendelt sich bei ca. 630 N im Bereich der ersten Verbrennungen ein.

### 5.6.2. Idle Speed Request Hybrid Start

Der Idle Speed Request Hybrid Start erfolgt drehzahlregelt. Ein Abgleich zwischen Soll- und Ist-Drehzahl findet über die Messung der realen Drehzahl mittels eines Rotorlagegebers statt. Die Drehzahlführung wird über die CAN-Schnittstelle des EM-Steuengeräts in der LE in Form eines Sollverlaufs vorgegeben. Des Weiteren bedarf es der Vorgabe von Grenzwerten für minimales und maximales Drehmoment. Die Stellgröße Drehmoment kann zur Drehzahlregelung entsprechend dieses applizierten Drehmomentbandes aufgeprägt werden.

Der Fokus des ISRHS liegt auf dem Startkomfort und nicht wie im TRHS auf einer möglichst kurzen Startdauer. Die ersten Verbrennungen im ISRHS erfolgen aus Komfortgründen bei hoher Drehzahl und geschlossener Drosselklappe (Hochdrehzahlstart). Ausgehend von den vorhergehenden Untersuchungen wird der Zündwinkel auf  $19^\circ$  KW n. ZOT gestellt. Die ersten Verbrennungen führen zu einer möglichst unmerklichen Erhöhung der Lagerkraft, da sie außerhalb des Eigenfrequenzbereichs liegen und es aufgrund der geringen Zylinderfüllung durch die Saugrohrevakuierung in Verbindung mit einem späten Zündwinkel zu geringen Zylinderspitzen drücken kommt. Ein exemplarischer ISRHS ist in Abbildung 5-45 dargestellt.

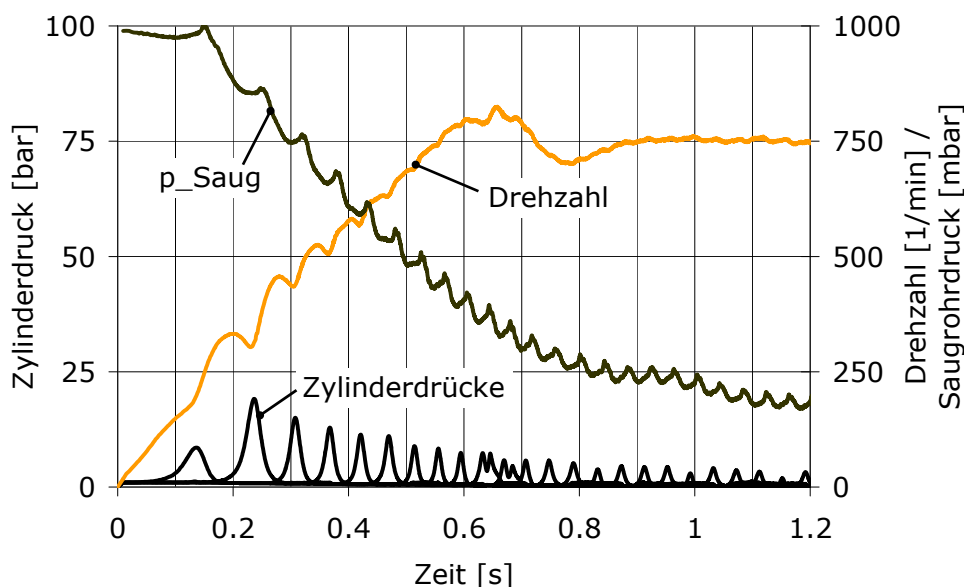


Abbildung 5-45: Drehzahl-, Zylinderdruck- und Saugrohrdruckverläufe im ISRHS

Da die Startdauer im ISRHS von untergeordneter Bedeutung ist, können die Drehmomentgrenzwerte mit dem Ziel geringer Lagerkräfte appliziert werden. Die folgenden Anforderungen gilt es bei der Umsetzung der EM-Ansteuerung zu erfüllen:

- Geringer Anstellschlag durch ein geringes Anfahrtdrehmoment.
- Schnelles Durchlaufen des Eigenfrequenzbereichs.

- Das Saugrohr sollte für sanfte erste Verbrennungen evakuiert werden, wozu genügend Arbeitsspiele notwendig sind, in denen der VM elektromotorisch geschleppt wird. Ein Saugrohrdruck von unter 500 mbar ist anzustreben.

Die Drehzahlsollvorgabe erfolgt in Form eines linearen Verlaufs. Die notwendige Zeit bis zum Erreichen eines Saugrohrdrucks kleiner 500 mbar beträgt 550 ms, wenn die Drosselklappe voll geschlossen ist. Anhand von Abbildung 5-27 kann auf ein Drehmoment von 65 Nm geschlossen werden, welches im drehmomentgeführten Start konstant wirken müsste, um in einer Zeit von etwa 550 ms zu starten. Für den ISRHS werden diese 65 Nm als maximale Drehmomentgrenze appliziert, woraus ein geringer Anstellschlag resultiert. Die Drehmomenthöhe ist jedoch ausreichend, um drehzahlgeführt in der Zielzeit von 550 ms zu starten. Die Forderung nach einem schnellen Durchlaufen des Eigenfrequenzbereichs steht dem geringen maximalen Drehmoment und der längeren Startdauer zur Saugrohrevakuierung gegenüber. Wie in Abbildung 5-31 dargestellt, erreicht die Lagerkraft im Eigenfrequenzbereich ihr Minimum bei ca. 90 Nm Startdrehmoment. Die leichte Erhöhung der Lagerkraft bei einem Startdrehmoment von maximal 65 Nm und einer längeren Verweildauer im Eigenfrequenzbereich zur Saugrohrevakuierung kann jedoch zu Gunsten eines geringen Anstellschlags in Kauf genommen werden, da es entscheidender ist es, mit genügend Arbeitsspielen den Saugrohrdruck auf das Zielniveau von unter 500 mbar zu bringen. Zudem finden keine starken Anregungen im Eigenfrequenzbereich statt, da die ersten Verbrennungen durch den Hochdrehzahlstart in einen unkritischen Bereich verlagert wurden.

Die ersten beiden Verbrennungen des bereits in Abbildung 5-45 gezeigten ISRHS sind in der folgenden Abbildung dargestellt. Der Zündwinkel steht auf 19°KW nach ZOT was sich vor allem im Heizverlauf bemerkbar macht.

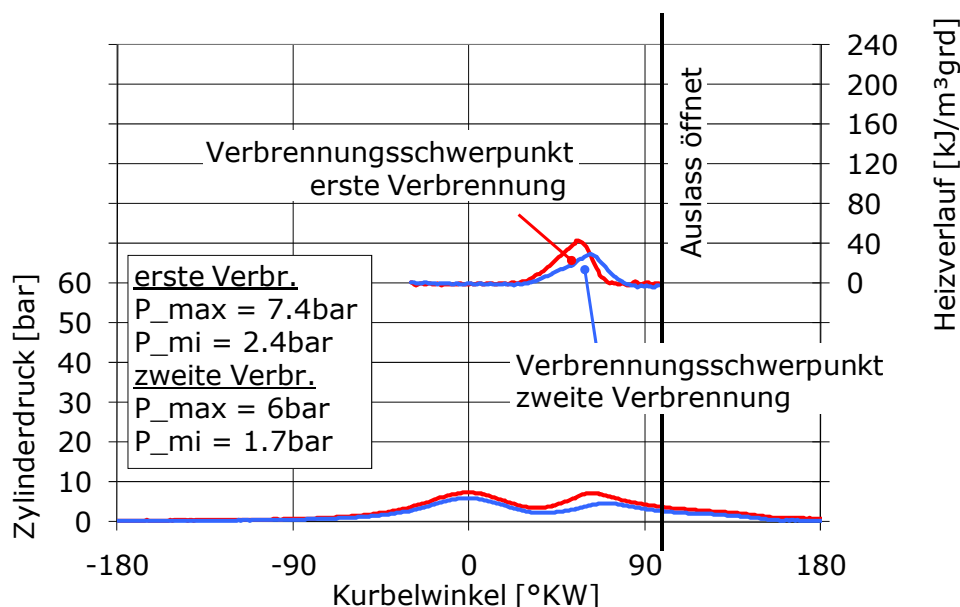


Abbildung 5-46: Erste und zweite Verbrennung im ISRHS

Die Zylinderspitzen drücke befinden sich unter 8 bar und damit trotz Verbrennung sogar weit unter dem Niveau einer reinen Kompression bei voller Zylinderfüllung (ca. 18,5 bar). Die Volumenänderungsarbeit in diesen Arbeitsspielen ist ebenfalls gering, so dass aus erster Verbrennung ein indizierter Mitteldruck von 2,4 bar und aus der zweiten von 1,7 bar resultiert. Bei einem Reibmitteldruck von etwa 0,7 bar im Bereich der Leerlaufdrehzahl sorgen diese Verbrennungen für ein nahezu drehmomentneutrales Verhalten des Verbrennungsmotors. Die ersten Verbrennungen sind für den Fahrer kaum merklich.

Es ist zu sehen, dass trotz des späten Zündwinkels die Verbrennung noch nicht in den Auslass hinein stattfindet. Es ist nicht mit erhöhten Emissionen zu rechnen, da das Luft-Kraftstoffverhältnis stöchiometrisch gehalten wird. Die Gemischbildung ist aufgrund der Ladungsbewegung bei Leerlaufdrehzahl von ca. 750 1/min besser, als im TRHS (Niedrigdrehzahlstart). Die ersten Verbrennungen entsprechen dem Betrieb im Leerlauf. Nach [Bass-07] ergibt eine Zündwinkelverstellung nach spät steigende Abgas- und sinkende Verbrennungstemperaturen (Spitzenwerte) wodurch vor allem die  $\text{NO}_x$ - und HC-Konzentrationen sinken. Jedoch sinkt aufgrund der späten Schwerpunktlage auch der Wirkungsgrad.

Der elektrische Energiebedarf des bereits diskutierten ISRHS ist in Abbildung 5-47 als zeitlicher Verlauf dargestellt. Er errechnet sich aus den gemessenen Verläufen von Strom und Spannung am Leistungselektronikeingang, wobei ein kumulierter Gesamtenergiebedarf von 1665 J bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl benötigt wird.

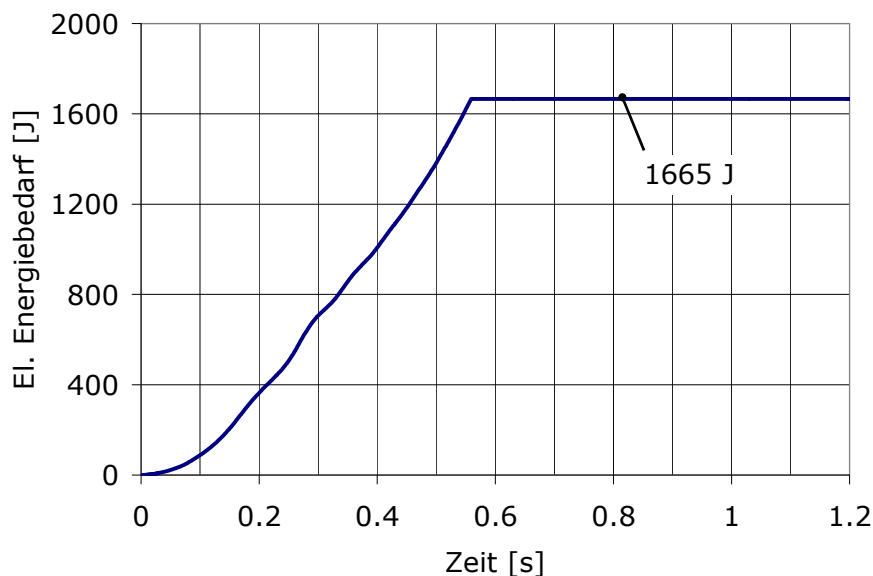


Abbildung 5-47: Elektrischer Energiebedarf ISRHS

Die charakteristisch dominierende Raumrichtung der Lagerkraftverläufe (vgl. Abbildung 5-48) ist die z-Richtung. Die maximale Amplitude bleibt auch im Bereich der Eigenfrequenzen auf einem moderaten Niveau von 303 N. Der Anstellschlag be-

trägt 68 N und im Bereich der ersten Verbrennungen taucht eine weitere kleine Lagerkraftspitze von -100 N auf. Insgesamt ist die Startkomfortverbesserung dieses ISRHS groß, vor allem im Vergleich zu konventionellen Startvorgängen mit Anlasser (vgl. [Fese-09]) und dem TRHS (vgl. Abbildung 5-44).

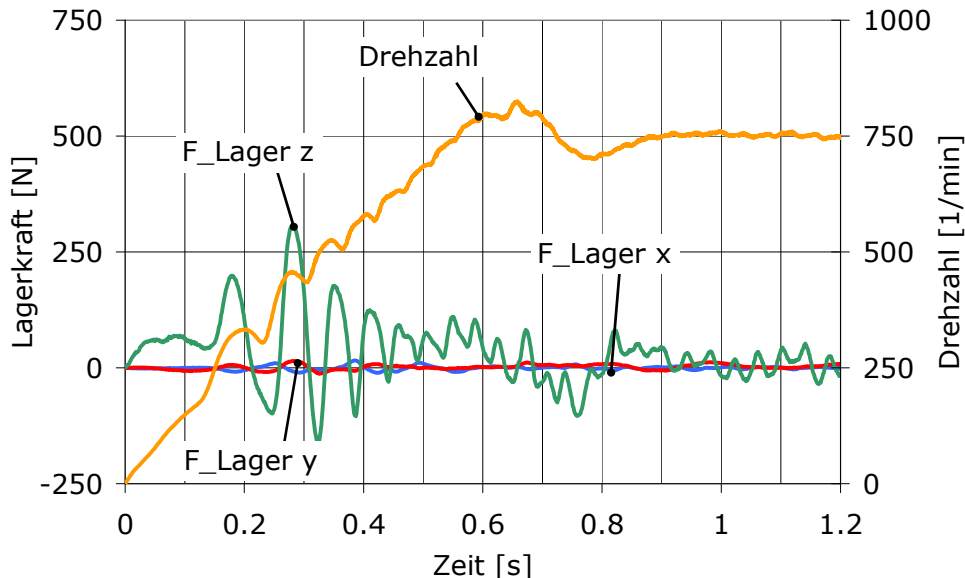


Abbildung 5-48: Lagerkraftverläufe im ISRHS

Das Optimum hinsichtlich Komfort, wie es simulatorisch in Abschnitt 5.5.4 vorgestellt wurde, konnte nicht erreicht werden, da eine Kompensation des Gaswechsellmomentes nicht experimentell umsetzbar war. Die Anforderungen bezüglich der Ansteuerung bzw. Regelung der EM konnte mit der vorhandenen Leistungselektronik nicht umgesetzt werden. Der Zugang zur Erweiterung der Maschinenbetriebsmodi im Steuergerät ist vom Hersteller verschlossen, so dass hier keine Anpassungsarbeit durchgeführt werden konnte.

Im Folgenden soll auf die Anforderungen an Leistungselektronik und E-Maschine zur Gaswechsellmomentkompensation eingegangen werden, um die Grundlage zu schaffen, diese Funktionalität in weiteren Arbeiten umzusetzen.

### 5.6.3. Anforderungen an EM und LE zur Kompensation des Gaswechsellmoments

Die Kompensation des Gaswechsellmomentes ist aus Komfortgründen anzustreben (vgl. 5.5.4). Energetisch gesehen ergibt sich ein Nachteil gegenüber einem Start ohne Kompensation.

Idealisiert entspricht die Energie, welche in die Kompression der Zylinderfüllung gesteckt wird, jener, welche bei der Expansion wieder in Beschleunigung der Kurbelwelle umgesetzt wird. Real entstehen in der Kompression jedoch Wandwärme- und Leckageverluste, welche in jedem Fall hingenommen werden müssen.

Bei der elektromotorischen Kompensation des Gaswechsellmomentes entstehen durch das Aufprägen von Antriebsmoment im Kompressionstakt und Bremsmoment im Expansionstakt zusätzliche Verluste durch die wirkungsgradbehafteten Energiewandlungsprozesse von chemischer Energie (Batterie) zunächst in elektrische und schließlich in mechanische (LE und EM) (vgl. 5.7). Die Gesamtenergiebilanzierung wird bei einem Start mit Gaswechsellmomentkompensation demnach schlechter ausfallen, als bei einem Startvorgang ohne Kompensation.

Die Anforderungen an das Hybridsystem zur Kompensation des Gaswechsellmomentes werden im Folgenden diskutiert. Sie sind in drei Bereiche zu gliedern:

- a) Anforderungen an die E-Maschine
- b) Anforderungen an die Leistungselektronik
- c) Anforderungen an die Regelung / Steuerung

Wesentliche Anforderung an die EM ist, dass diese ein ausreichend großes Drehmoment aufprägen kann. Am vorhandenen Versuchsmotor entspricht das zur vollständigen Kompensation des Gaswechsellmomentes aufzubringende elektromotorische Drehmoment maximal 105 Nm (vgl. Abbildung 5-12). Zusätzlich zu diesem Drehmoment muss noch das Startmoment zur Überwindung der Reibung und Massenträgheit aufgebracht werden. Die vorhandene E-Maschine kann dieses Drehmoment zur Verfügung stellen ( $M_{d,ISG,max}=210\text{ Nm}$ ) und erfüllt deshalb die Anforderungen zur Kompensation des Gaswechsellmomentes.

Das Gaswechsellmoment oszilliert mit einer von der Motordrehzahl abhängigen Frequenz. Pro Umdrehung finden am 4-Zylinder-VM zwei Kompressionen und damit zwei Schwingspiele statt. Die maximale Frequenz beträgt bei Leerlaufdrehzahl von 750 1/min demnach 25 Hz, im Eigenfrequenzbereich bei 300 1/min 10 Hz. E-Maschine und Leistungselektronik müssen eine entsprechend hohe Dynamik aufweisen, um das Gaswechsellmoment im Frequenzband bis 25 Hz kompensieren zu können.

Die Schaltfrequenz der Leistungselektronik ist abhängig von der Drehzahl und dem Verfahren zur Approximation des idealen Sinusverlaufs der an der Maschine angelegten Wechselspannung (vgl. 2.2). Das vorhandene System aus LE und EM ist ausgelegt für Drehzahlen bis 6000 1/min. Bezüglich der Schaltfrequenz ist die Gaswechsellmomentkompensation im Drehzahlbereich bis 750 1/min demnach realisierbar. Die Dynamik der Leistungselektronik stellt somit kein Problem bezüglich der Umsetzbarkeit des Konzeptes dar.

Um ein gutes dynamisches Verhalten von Synchronmaschinen zu erreichen, werden Antriebe mit feldorientierter Regelung (FOR) oder direkter Selbstregelung (DSR) eingesetzt (vgl. 2.2). Bei der feldorientierten Regelung (FOR) wird anhand zweier Stromkomponenten des Erregerstroms geregelt, über welche unabhängig voneinander

Drehmoment und magnetischer Fluss eingestellt werden können. Bei der Reglerstruktur handelt es sich um eine Kaskadenregelung mit einem Drehzahl- oder einem Drehmomentenregler im äußeren Kreis und den beiden Stromreglern im inneren Kreis [Bros-02]. Das Verfahren DSR regelt in einem raumfesten Koordinatensystem den Maschinenfluß und direkt die Zielgröße Drehmoment über zwei Hystereseregler. Diese direkte Zweipunktregelung erlaubt eine sehr schnelle Verstellung von Fluss und Drehmoment. Im Vergleich der beiden Verfahren besitzt die DSR ein schnelleres Ansprechverhalten. Nach [Bros-02] beträgt im Allgemeinen die Ansprechzeit, d.h. die Zeit bis zum Erreichen des Drehmomentsollwertes, bei der DSR 1 bis 9 ms und bei der FOR 10 bis 20 ms. In [Grot-07] wird ein DSR-Verfahren vorgestellt und anhand von Messergebnissen an einer PMSM gezeigt, dass die Ansprechzeit bei einer Sprungantwort und einem Sollmoment von 100 Nm 1 ms entspricht. Demnach könnten Drehmomentvorgaben mit einer Frequenz von 1 kHz umgesetzt werden.

Im Folgenden wird anhand einer Modellrechnung abgeschätzt, ob die Frequenz von 1 kHz ausreichend für die Umsetzung der Gaswechselmomentkompensation ist. Bei einer Drehzahl von 750 1/min oszilliert das Gaswechselmoment mit 25 Hz (s.o.). Es könnten demnach 40 verschiedene Drehmomentniveaus pro Gaswechselmoment-schwingenspiel zur Kompensation aufgeprägt werden (vgl. Abbildung 5-49 – Kompensationsmoment approximiert). Bei geringeren Drehzahlen wäre eine noch genauere Approximation des idealen Gegenmomentes möglich (z.B. 100 Drehmomentniveaus bei  $n = 300$  1/min).

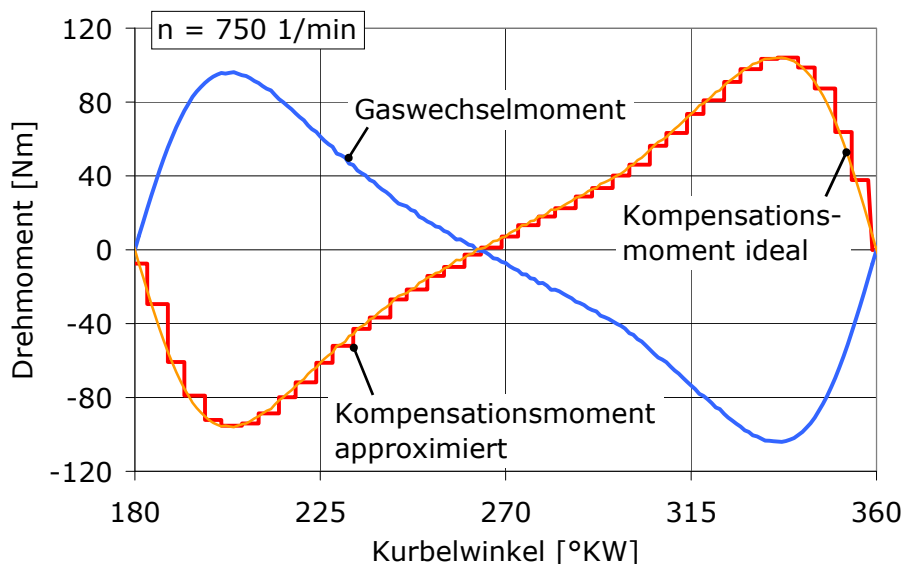


Abbildung 5-49: Kompensationsmoment bei  $n = 750$  1/min

Die Abweichungen des Verlaufs des idealen Kompensationsmoments zum Verlauf des Sollmoments mit einer Vorgabe von 1 kHz sind gering. Da nach [Grot-07] die im Sollverlauf vorhandenen Sprünge innerhalb von 1 ms eingeregelt werden können, kann davon ausgegangen werden, dass auch der Ist-Momentenverlauf tolerable Abwei-

chungen zum idealen Verlauf aufweist. Kann die Frequenz der Drehmomentvorgabe erhöht werden, verringern sich die Abweichungen zum idealen Verlauf weiter. Ob eine ausreichende Aufprägung eines Kompensationsmoments mit Feldorientierter Regelung erreicht werden könnte, erscheint wegen der um bis zu Faktor 10 langsameren Ansprechzeit fragwürdig.

Es wird vorgeschlagen, die Gaswechselmomentkompensation als Kombination eines Drehzahlreglers mit einer Vorsteuerung des Kompensationsmomentes umzusetzen (vgl. Abbildung 5-50). Es wird ein linearer Drehzahl Sollwertverlauf vorgegeben (vgl. 5.5.4). Ein Drehzahlregler übernimmt in einer äußeren Regelkaskade die Drehzahlregelung (n-Regler), wobei dieser als Ausgangsgröße ein Solldrehmoment ausgibt. Zu diesem Solldrehmoment aus dem n-Regler wird ein berechnetes Gaswechselkompensationsmoment addiert. Mittels einer Positionserfassung (z.B. Inkrementalgeber), welche ohnehin i.d.R. zur EM-Regelung nötig ist, kann die Position des EM-Rotors und damit der Kurbelwelle erfasst werden. Anhand der Position in Verbindung mit der Zylinderanzahl und der Luftfüllung kann auf das Gaswechselmoment und damit auf das nötige Kompensationsmoment geschlossen werden. Das aus dieser Prädiktion berechnete Drehmoment wird zum Solldrehmoment aus dem n-Regler addiert und zu einem Gesamtsolldrehmoment zusammengefasst ( $M_{d, \text{ soll}}$ ), welches als Sollwert in die inneren Regelkaskade ( $M_d$ -Regler) eingeht. Die innere Regelkaskade ist in Abbildung 5-50 nicht explizit dargestellt. Sie erfolgt wie oben beschrieben nach dem Verfahren der direkten Selbstregelung (DSR). In das Modell zur Vorsteuerung geht zur Berechnung der Zylinderfüllung noch die Drosselklappenstellung (DK) und / oder der Saugrohrdruck ( $p_{\text{Saug}}$ ) ein.

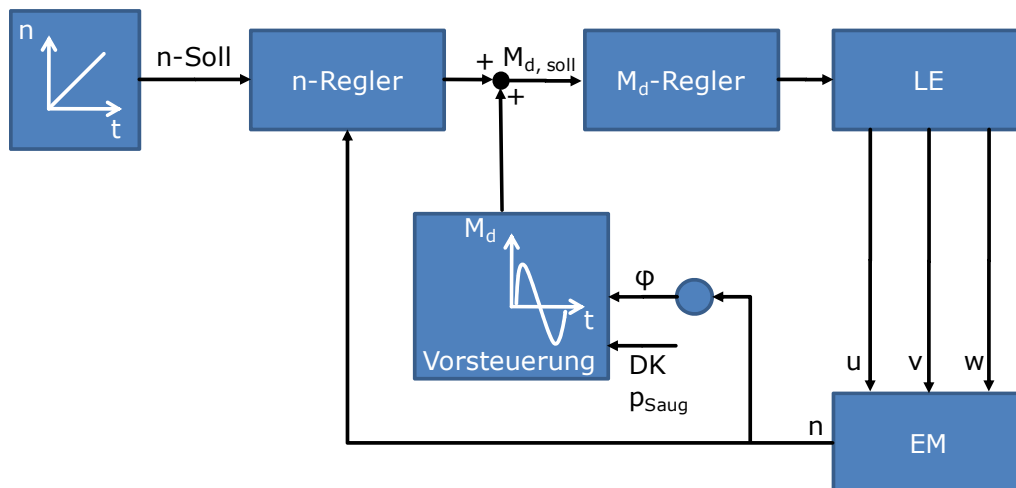


Abbildung 5-50: Regelungskonzept mit Vorsteuerung

Durch die Vorsteuerung des zusätzlich aufzuprägenden Kompensationsmoments lässt sich ein besseres dynamisches Verhalten erzielen, da die in der Drehzahlregelkaskade auftretenden Regelabweichungen kleiner ausfallen werden. Die Drehzahlungleichför-



migkeiten aufgrund des Gaswechsellmoments treten dort idealerweise nicht mehr auf, so dass über den Drehzahlregler nur das beschleunigende Drehmoment gefordert wird.

Nach den Überlegungen in diesem Abschnitt ist eine Kompensation des Gaswechsellmoments umsetzbar. Die notwendige Dynamik kann nach aktuellem Stand mit einer Direkten Selbstregelung in Verbindung mit dem Regelungskonzept mit Vorsteuerung erreicht werden.

### 5.7. Primärenergiebedarf des optimierten Hybridstarts

Zur energetischen Bilanzierung des Start-Stopp Betriebs ist es notwendig, die Wirkungsgrade der am Start beteiligten Komponenten zu untersuchen. Aus einer Wirkungsgradbetrachtung heraus lassen sich der Energiebedarf des Hybridstarts in Primärenergieäquivalent und die daraus resultierende Stoppzeit bis zur Startenergieamortisation berechnen. Beim Hybridstart wird dabei die in Abbildung 5-51 dargestellte Energiewandlungskette durchlaufen.



Abbildung 5-51: Energiewandlungskette Hybridstart

Die in Form von Kraftstoff chemisch gebundene Energie wird über den Verbrennungsmotor in mechanische Energie gewandelt. Die E-Maschine wandelt schließlich im generatorischen Betrieb mechanische in elektrische Energie, welche anschließend in der Batterie in chemische Energie umgeformt und gespeichert wird. Zum Start des Verbrennungsmotors wird die in der HV-Batterie chemisch gebundene Energie in elektrische Energie und anschließend über den ISG und seine Leistungselektronik in mechanische Energie transformiert. All diese Wandlungsprozesse laufen wirkungsgradbehaftet ab.

#### 5.7.1. Wirkungsgradkette des Hybridstarts von Ottomotoren

Im Folgenden werden die wirkungsgradbehafteten Energiewandlungsprozesse des Hybridstartvorgangs analysiert und zu einem Gesamtwirkungsgrad zusammengefasst.

##### Leistungselektronik und Permanentterregte Synchronmaschine

Bei der Energiewandlung von elektrischer in mechanische Energie über den integrierten Startergenerator entstehen in der Synchronmaschine ohmsche und induktive Verluste durch Leitungs- und Spulenwiderstände. Des Weiteren kommt es im ISG zu Wirbelstromverlusten und vor allem bei hohen Drehzahlen zu einer Sättigung des Weich Eisens und damit verbunden zu einem Wirkungsgradabfall. In der Leistungselektronik entstehen primär Verluste durch Schaltvorgänge, die mit der Schaltfrequenz (Drehzahl) zunehmen. Diese Energiedissipation führt zur Erwärmung des Frequenzumrichters, weshalb die Leistungselektronik aus Bauteilschutzgründen im bestehenden Versuchsaufbau wassergekühlt wird. Zur Erläuterung der grundlegenden elektromechanischen Zusammenhänge sei auf folgende Literatur verwiesen: [Babi-07], [Grot-07], [Iser-99], [Muel-06], [Ratt-02], [Spec-08], [Weim-99]. Die für diese Arbeit relevanten Zusammenhänge sind in 2.2 beschrieben.

Der Gesamtwirkungsgrad aus Frequenzumrichter und Synchronmaschine lässt sich im motorischen Betrieb als Quotient aus abgegebener mechanischer Leistung (Nutzen) zu elektrischer Leistung (Aufwand) definieren:

$$\eta_{LE+EM} = \eta_{LE} \cdot \eta_{EM} = \frac{P_{mech}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 5-32}$$

Am Prüfstand lassen sich sowohl die mechanische als auch die elektrische Leistung messen womit eine Bestimmung des Wirkungsgrades möglich ist. Die entstehenden Verluste sind abhängig von Drehzahl und Last und lassen sich zusammengefasst in einem Wirkungsgradkennfeld darstellen. Für den dieser Arbeit zu Grunde liegenden Versuchsaufbau wurde dieses Wirkungsgradkennfeld erstellt. Ein exemplarisches Kennfeld für eine Permanentterregte Synchronmaschine (PMSM) mit Leistungselektronik ist in Abbildung 2-7 dargestellt. Es sei darauf hingewiesen, dass dieses Kennfeld nicht jenem der EM im Prüfstandsaufbau entspricht. Der ermittelte mittlere Wirkungsgrad über alle vermessenen stationären Betriebspunkte beträgt für die im Prüfstandsaufbau befindliche PMSM 0,88.

Der am Prüfstand vermessene Drehzahlbereich endet bei Leerlaufdrehzahl (750 1/min), da ein sicherer Prüfstandbetrieb darunter nicht gewährleistet ist. Anregungen im Eigenfrequenzbereich des Aufbaus aus Verbrennungsmotor und ISG (unterhalb 750 1/min) führen zu großen Aggregatschwingungsamplituden, welche die mechanische Wellenverbindung zwischen Aggregat und Belastungseinheit bei längerem Betrieb in diesem Bereich zerstören würden. Ohne Belastungseinheit (mit ausgebaute Welle) ist jedoch keine Wirkungsgraduntersuchung möglich, da der ISG nicht gebremst werden könnte.

Um nun den Wirkungsgrad im startrelevanten Bereich bis 750 1/min zu bestimmen, wurden Startvorgänge bei ausgebaute Prüfstandswelle analysiert. Der gesamte Wirkungsgrad des ISG inklusive der Leistungselektronik für einen Startvorgang lässt sich dabei aus der kumulierten abgegebenen mechanischen Energie (Nutzen) und der verbrauchten kumulierten elektrischen Energie (Aufwand) bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl berechnen (Gl. 5-33).

$$\eta_{LE+EM,Start} = \frac{E_{kumuliert,mech,750}}{E_{kumuliert,el,750}} \quad \text{Gl. 5-33}$$

In Abbildung 5-52 sind die Verläufe der kumulierten Energien für einen Start mit konstantem ISG-Moment von 50 Nm bei abgeschalteter Einspritzung dargestellt. Aus diesen Verläufen ergibt sich ein Startwirkungsgrad für ISG plus LE von 0,7.

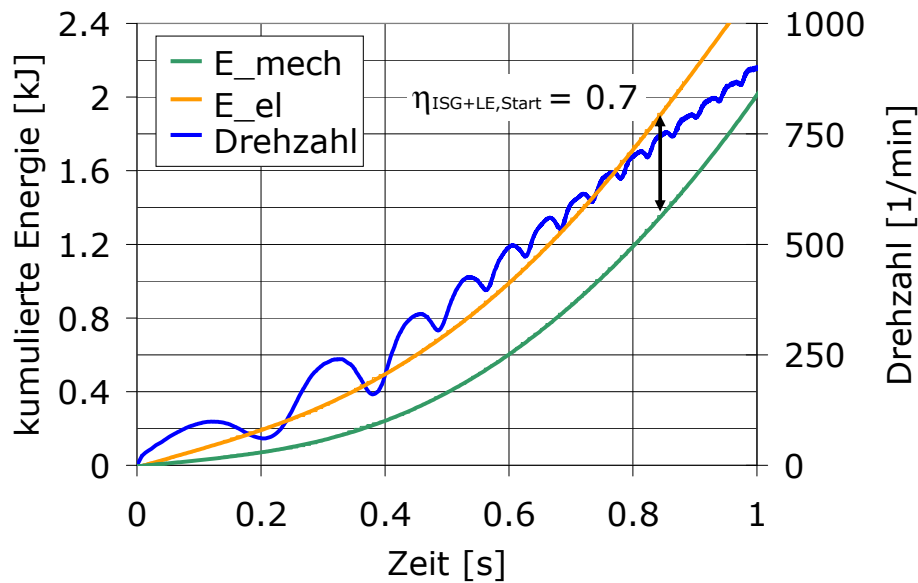


Abbildung 5-52: Mechanische und elektrische Energie bei drehmomentgeführtem Start mit 50Nm

Der Wirkungsgrad für ein Startdrehmoment von 135 Nm beträgt 0,72. Als Mittel für alle Starts unabhängig ihres Drehmomentes wird ein Wirkungsgrad von 0,71 angenommen.

### Batterie

Lithium-Ionen Akkumulatoren werden für den Bereich mobiler Anwendungen insbesondere der Elektroantriebe in Fahrzeugen als die Batterietechnologie der Zukunft angesehen [Wohl-09], [Joss-09]. Sie überzeugen durch ihre hohen Leistungs- und Energiedichten und ihre Belastbarkeit mit hohen Strömen. Das dieser Arbeit zu Grunde liegende Hybridsystem wird in der Mercedes S-Klasse in Verbindung mit einer Li-Ionen-Batterie eingesetzt, weshalb der Versuchsaufbau mit einer Li-Ionen-Parametrierung des Batteriesimulators betrieben wird (vgl. 5.1.2). Für die folgende Wirkungsgradbetrachtung wird aus diesem Grund ausschließlich auf die Li-Ionen-Technologie eingegangen.

Elektrochemisch muss zwischen dem Lade- und dem Entladevorgang unterschieden werden. Beim Entladen werden Lithiumatome unter Abgabe von Elektronen zu Li-Ionen und wandern durch den Elektrolyten zur positiven Elektrode, wo sie von Elektronen neutralisiert in das Elektronenaktivmaterial eingelagert werden. Beim Ladevorgang werden Li-Ionen von der positiven Elektrode durch den Elektrolyten zur negativen Elektrode transportiert. Hier reagieren die Lithium-Ionen mit Elektronen, die durch den äußeren Strompfad transportiert werden an der Oberfläche zu Lithiumatomen, welche dann zwischen den Lagen des Elektrodenmaterials (Graphit) eingelagert werden. Diesen Prozess nennt man Interkalation. Dabei entsteht eine Art mechanische

Belastung durch das Aufquellen des Graphitgitters. Für eine detailliertere Beschreibung dieser Vorgänge sei auf [Lind-02] und [Joss-06] verwiesen.

Der coulombsche oder  $A_h$ -Wirkungsgrad einer Batterie ist definiert zu:

$$\eta_{Ah} = \frac{Q_E}{Q_L} \quad \text{Gl. 5-34}$$

Er wird berechnet aus der entnommenen Ladungsmenge  $Q_E$  und der eingeladenen Ladungsmenge  $Q_L$  und beinhaltet die Ladungsverluste z.B. durch Gasung und Selbstentladung. Er beträgt nach [Joss-06] für Li-Ionenbatterien fast 1, d.h. bei dieser Technologie entstehen nahezu keine Ladungsverluste.

Der Energiewirkungsgrad beschreibt neben den Ladungsverlusten auch Spannungsverluste bedingt durch ohmsche Innenwiderstände und Polarisierungseffekte. Er ist daher stets kleiner als der coulombsche Wirkungsgrad und definiert als der Quotient aus entnommener Arbeit  $E_E$  zu zugeführter Arbeit  $E_L$ :

$$\eta_{Wh} = \frac{E_E}{E_L} \quad \text{Gl. 5-35}$$

Der Energiewirkungsgrad ist abhängig von der Höhe der Stromlasten und den damit verbundenen ohmschen Verlusten. Er wird im Folgenden gemittelt mit 0,92 angenommen. Dieser Wert deckt sich mit der Literatur ([Saue-09], [Joss-06], [Lind-02], [Joss-09], [Wohl-09]).

### Verbrennungsmotor

Der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors hängt stark von seinem Betriebspunkt ab. Sein effektiver Wirkungsgrad ist definiert zu:

$$\eta_e = \eta_{VM} = \frac{\text{Nutzarbeit an der Kupplung}}{\text{Arbeitsinhalt des Brennstoffes}} \quad \text{Gl. 5-36}$$

Ein exemplarisches Wirkungsgradkennfeld für einen Ottomotor ist in Abbildung 5-53 dargestellt.

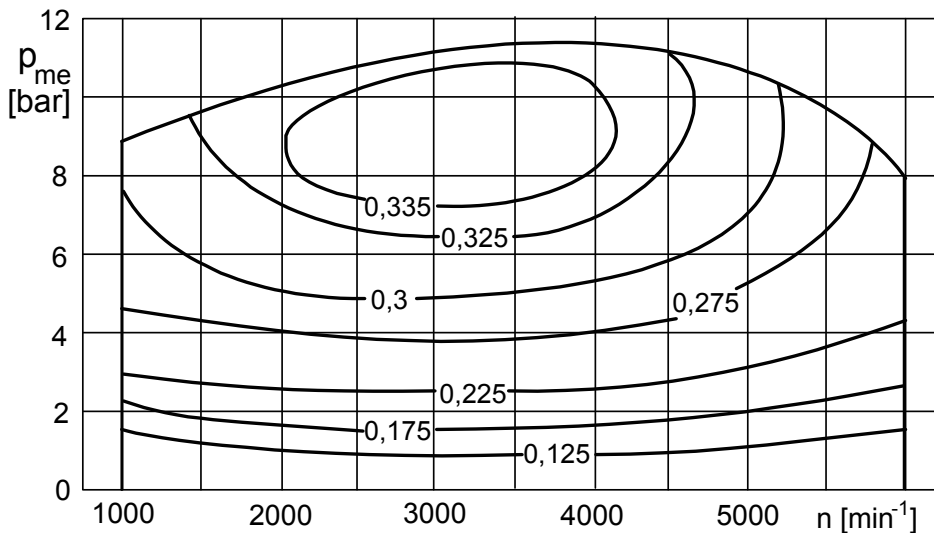


Abbildung 5-53: Effektiver Wirkungsgrad Ottomotor [Hohe-08]

Für die folgende Wirkungsgradbetrachtung soll ein stellvertretender Wirkungsgrad für den Verbrennungsmotor verwendet werden. Es wird die Annahme getroffen, dass der Ottomotor durch Hybridisierung und damit verbundene Betriebspunktverschiebung beim Laden der HV-Batterie in einem wirkungsgradoptimalen Betriebspunkt betrieben wird. Angestrebt wird eine s.g. Lastpunktanhebung zur Reduzierung der Ladungswechselverluste, welche durch Drosselung im Bereich niedriger Lasten beim Ottomotor einen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad haben. Zudem ist die Reibung des Motors kaum lastabhängig, weshalb anteilig ihr Einfluss auf den Wirkungsgrad bei gleicher Drehzahl aber höherer Last abnimmt. Insgesamt kann der Ottomotor demnach unter höherer Last bei besserem Wirkungsgrad betrieben werden. Das zusätzlich anfallende Drehmoment wird über die im Triebstrang integrierte E-Maschine aufgenommen und die entsprechende mechanische Arbeit in elektrische Energie gewandelt und damit die Batterie geladen.

Im Folgenden wird für den Fall Batterieladen (Lastpunktanhebung) ein konstanter Wirkungsgrad von 0,3 für den Verbrennungsmotor angenommen (vgl. [Bass-07], [Hohe-08]).

## Gesamtwirkungsgrad

Der Gesamtwirkungsgrad des Hybridstarts setzt sich aus den zuvor untersuchten Einzelwirkungsgraden des Verbrennungsmotors, des ISGs mit seiner Leistungselektronik und der Batterie zusammen. Die Energiewandlungskette für den Startvorgang sieht dabei wie folgt aus:

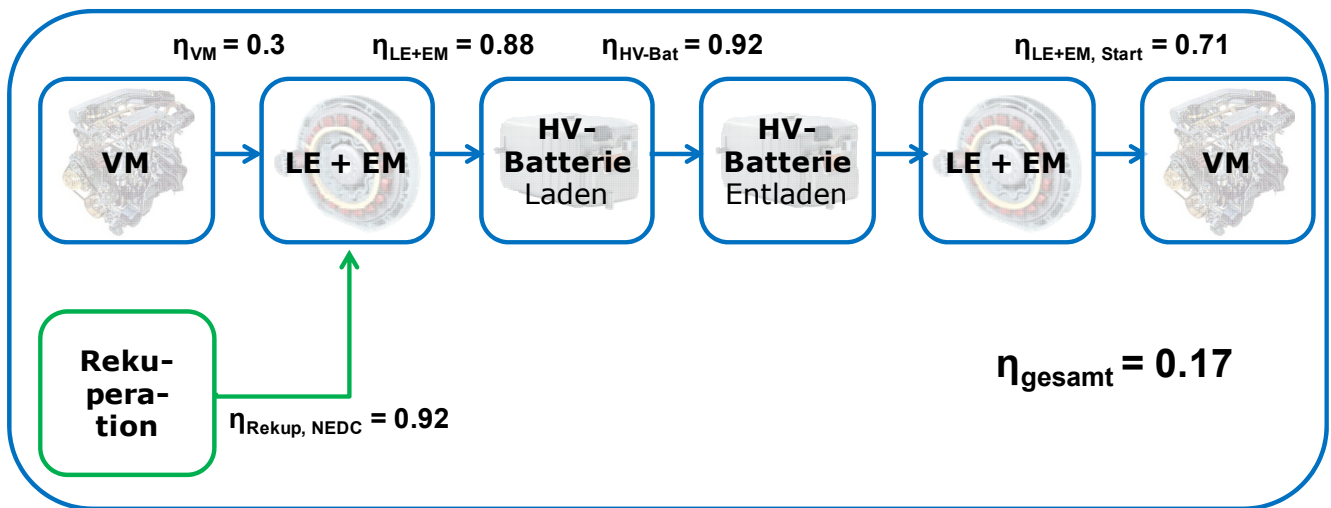


Abbildung 5-54: Wirkungsgradkette des Hybridstarts

Der Gesamtwirkungsgrad der Energiewandlungskette von Kraftstoff bis zum Starten des Verbrennungsmotors beträgt 0,17.

Für eine korrekte Energiebilanzierung muss der Anteil an rekuperiertem Energieinhalt in der Batterie berücksichtigt werden. Dazu wurden Messungen des Mercedes-Benz S400 Hybrid im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEDC) ausgewertet. Der Rekuperationswirkungsgrad im NEDC berechnet sich nach [Fese-09] zu:

$$\eta_{\text{Rekup, NEDC}} = \frac{\text{Ladungsmenge aus Rekuperation}}{\text{Gesamtladungsmenge}} \quad \text{Gl. 5-37}$$

Er beträgt 92%. In dieser Bilanzierung wird der Verbrauchsvorteil aus der Wirkungsgradanhebung durch Lastpunktverschiebung vernachlässigt, weil er laut [Fese-09] kaum zu quantifizieren ist.

### 5.7.2. Primärenergiebedarf

Aus der Wirkungsgradbetrachtung heraus lässt sich in Verbindung mit dem elektrischen Energiebedarf in Zusammenhang mit der in den Startvorgang durch die ersten Verbrennungen eingebrachte Kraftstoffenergie auf den gesamten Primärenergiebedarf des Hybridstartvorgangs schließen. Diese Betrachtung wird für die vorgestellten Hybridstarts TRHS und ISRHS angestellt.

In folgender Tabelle sind die zur Gesamtbedarfsrechnung notwendigen Energien und Wirkungsgrade zusammengefasst dargestellt. Der Gesamtwirkungsgrad des Hybridstarts beträgt 17 %. Der Wirkungsgrad  $\eta_{\text{LE+EM, Start}}$  ist bereits in den Messungen des elektrischen Energiebedarfs (vgl. Abbildung 5-44 und Abbildung 5-47) inkludiert. Zwischen der Messung des Stroms und der Spannung an der LE und der mechanischen

Leistung liegt der Wirkungsgrad von EM mit LE (vgl. Gl. 5-32). Für die folgenden Betrachtungen wird ein Wirkungsgrad ohne ISG im Start definiert ( $\eta_{\text{eff}}$ ), über welchen die in den vorherigen Abschnitten diskutierte Energiewandlungskette in der Energiebilanzierung berücksichtigt wird. Er beinhaltet alle Wirkungsgrade bis zur letzten Energiewandlung von elektrischer Energie in mechanische, mit welcher schließlich der VM gestartet wird und beträgt 24%.

		TRHS	ISRHS
Gesamtwirkungsgrad	$\eta_{\text{gesamt}}$	17 %	17 %
Elektrischer Energiebedarf	$E_{\text{el}}$	1028 J	1665 J
Wirkungsgrad ohne ISG im Start	$\eta_{\text{eff}}$	24 %	24 %
Energie aus Kraftstoff zur Bereitstellung von $E_{\text{el}}$	$E_{\text{Kraftstoff}}$	343 J	555 J
Einsparpotenzial bei Nutzung für Vortrieb	$E_{\text{Vortrieb}}$	2774 J	4493 J
Verbrennungsenergie	$E_{\text{Verbrennung}}$	1130 J	0 J
Gesamtenergiebedarf	$E_{\text{gesamt}}$	4246 J	5048 J

Tabelle 5-2: Wirkungsgrade und Energiebedarf der Hybridstarts

Der elektrische Energiebedarf (gemessen an der LE) wird demnach mit einem Gesamtwirkungsgrad von 24% aus Kraftstoff (Primärenergie) gewonnen. Wie in 5.7.1 beschrieben, stammen 92% des Energieinhaltes der Batterie aus Rekuperation (im NEDC). Demnach müssen nur 8% des elektrischen Energiebedarfs wirkungsgradbehaftet aus chemisch in Form von Kraftstoff gebundener Energie gewandelt werden. Aufgrund des hohen Anteils an rekuperierter Energie reduziert sich die Energiemenge, welche für den elektromotorischen Teil des Startvorgangs in Form von Kraftstoff ( $E_{\text{Kraftstoff}}$ ) verbraucht wird auf 343 J für den TRHS und 555J für den ISRHS. Enthalten ist der Gesamtwirkungsgrad ohne LE und EM ( $\eta_{\text{eff}}$ ) von 24%.

Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass der Anteil an rekuperierter Energie in der HV-Batterie eines Hybridtriebstrangs auch für den elektromotorischen Antrieb unter Einsparung von Kraftstoff genutzt werden könnte. Die Höhe der Energiemenge, welche für den Startvorgang aus der Batterie entnommen wird, berechnet sich zu:

$$E_{\text{aus HV-Bat}} = \frac{E_{\text{el}}}{\eta_{\text{HV-Bat}}} \quad \text{Gl. 5-38}$$



Die Höhe der Energie, welche für elektromotorischen Vortrieb anstatt des VM-Starts verwendet werden könnte, berechnet sich mit  $E_{\text{aus HV-Bat}}$  zu:

$$E_{\text{Vortrieb}} = \eta_{\text{Rekup,NEDC}} \cdot E_{\text{aus HV-Bat}} \cdot \eta_{\text{HV-Bat}} \cdot \eta_{\text{LE+EM}} / \eta_{\text{VM}} \quad \text{Gl. 5-39}$$

Die Energiemenge  $E_{\text{Vortrieb}}$  muss in einer ganzheitlichen Betrachtung zu Lasten des Gesamtenergiebedarfs bilanziert werden und wird deswegen auf den Wirkungsgradbehafteten elektrischen Energiebedarf addiert. Man erhält damit den gesamten elektrischen Energiebedarf in Primäräquivalent. Der Zusammenhang zwischen dem gemessenen Energiebedarf  $E_{\text{el}}$  und dem zugehörigen Primärenergieäquivalent ist zusammengefasst in Abbildung 5-55 dargestellt.

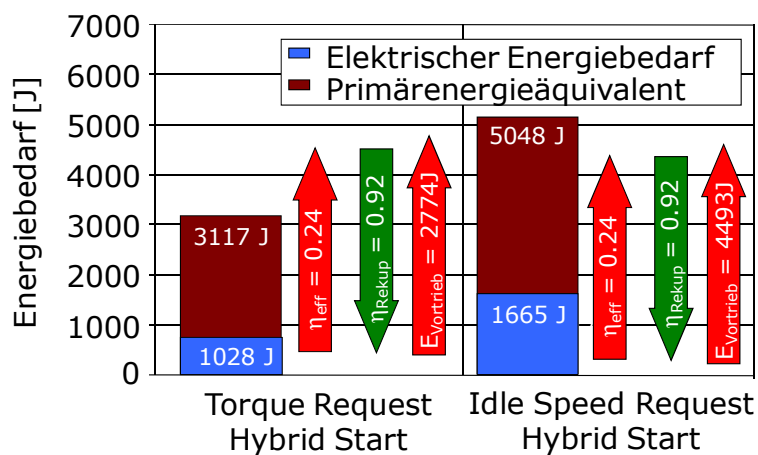


Abbildung 5-55: Elektrischer Energiebedarf

Nachdem der elektrische Energiebedarf bilanziert ist, müssen noch die in den Verbrennungen bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl in Form von Kraftstoff eingespritzten Energiemengen addiert werden. Da im ISRHS rein elektromotorisch auf Leerlaufdrehzahl beschleunigt wird, kommt kein weiterer Anteil zu dem elektrischen Energiebedarf in Primärenergieäquivalent hinzu. Im TRHS findet bei der in 5.6.1 festgelegten Strategie mit einem Startdrehmoment von 135 Nm nur eine Verbrennung bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl statt. Die eingespritzte Kraftstoffmasse beträgt 27,55 mg (Wert aus Motorsteuergerät) woraus mit einem Heizwert für Superkraftstoff von 41 MJ/kg<sup>23</sup> eine Energiemenge von 1130 J resultiert, welche für den TRHS noch zum elektrischen Energiebedarf in Primärenergieäquivalent addiert werden muss.

Der Leerlaufverbrauch des Versuchsmotors beträgt im Schnitt 5737 J/s. Trägt man den kumulierten Leerlaufverbrauch mit den Gesamtenergiemengen ( $E_{\text{gesamt}}$ ) für TRHS und

<sup>23</sup> Mittlerer unterer Heizwert für Superkraftstoff (aus [Bass-02])

ISRHS in einem Diagramm zeitlich auf, so ergeben sich aus den Schnittpunkten dieser Geraden die notwendigen Verweildauern im Motorstopp, bis sich der folgende Start energetisch amortisiert hat (vgl. Abbildung 5-56). Es ist zu sehen, dass unabhängig vom Start ab Stillstandzeiten von 0,74 s für den TRHS und 0,88 s für den ISRHS das Abstellen des Verbrennungsmotors lohnenswert ist, und Energieverbrauch und damit CO<sub>2</sub>-Emmission reduziert werden. Nahezu jede Stoppphase außer ein Change-of-Mind (vgl. 2.1.1) überdauert diese Zeitspanne.

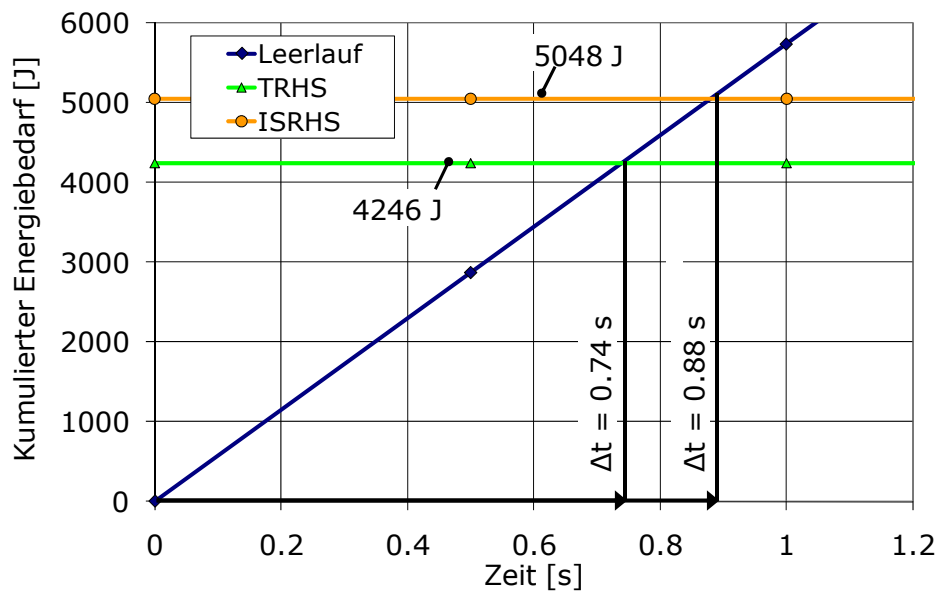


Abbildung 5-56: Stopp-Start-Amortisation

## 6. Zusammenfassung

Die ersten am Markt befindlichen Start-Stopp-Systeme mit Ottomotoren wurden in einer Analyse ihrer subjektiven Wahrnehmung im Probandenversuch untersucht. Dazu wurden 236 Personen nach einer Testfahrt in einem von sechs Start-Stopp-Fahrzeugen unterschiedlicher Hybridisierung befragt. Diese Untersuchung ergab Aufschluss über die Akzeptanz der Systeme und zeigt Verbesserungspotenzial auf. 79 % der Probanden wären nach der Testfahrt grundsätzlich bereit, sich ein Auto mit SSA zu kaufen, 47 % wären sogar bereit bis zu 500 € Aufpreis dafür zu zahlen.

Alle untersuchten Fahrzeuge befinden sich laut Probandenbefragung auf akzeptablem Komfortniveau. Die Wahrnehmung des Start-Stopp-Komforts unterscheidet sich dennoch signifikant zwischen den verschiedenen Systemen und Fahrzeugen. Hier existiert Potenzial für Automobilhersteller, sich gegenüber Konkurrenten abzuheben, indem Start- und Stoppvorgänge komfortoptimiert werden, so dass der Start-Stopp-Betrieb möglichst unmerklich geschieht.

Es konnte eine Korrelation zwischen Schwingungsmessung im Fahrzeug und subjektiver Wahrnehmung nachgewiesen werden. Das gemessene Schwingungsverhalten im Start-Stopp-Betrieb lässt sich demnach bewerten. Auf den Geräuschpegel trifft diese Korrelation zwischen Messung und Wahrnehmung allerdings nicht zu.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Untersuchung und Optimierung des Hybridstartvorgangs des Ottomotors. Für diese Untersuchungen wurde ein Hybridprüfstand bestehend aus einem 4-Zyl.-Ottomotor und einer E-Maschine mit einer Leistung von 15 kW in P1-Konfiguration mit einer Batteriesimulation aufgebaut. Der Aufbau des Aggregats fand fahrzeugnah, d.h. mit den im Fahrzeug verwendeten, vergleichsweise weichen Motorlagern statt. Es konnte nachgewiesen werden, dass das Schwingungsverhalten des Aggregataufbaus am Prüfstand in diesem Aufbau repräsentativ für das Fahrzeug ist. Komfortuntersuchungen mit dem Schwerpunkt auf der Minimierung der Aggregatschwingung konnten somit am Motorenprüfstand durchgeführt werden.

Zusätzlich zur Startkomfortoptimierung wurden Reibungsuntersuchungen unterhalb Leerlaufdrehzahl durchgeführt, welche aufgrund des speziellen Prüfstandsaufbaus möglich waren. Das Reibmoment im Bereich unterhalb Leerlaufdrehzahl beträgt zwischen 9,9 Nm bei nahezu Stillstand und bis zu 11,1 Nm bei Leerlaufdrehzahl von 750 1/min. Das mittlere Losbrechmoment hingegen beträgt 27 Nm. Es konnte über eine Simulation das minimale notwendige EM-Startdrehmoment von 50 Nm bestimmt werden. In einer weiteren Untersuchungsreihe konnte nachgewiesen werden, dass der Innenwiderstand der Hochvoltbatterie keinen Einfluss auf den Startvorgang hat.

Zur Startkomfortuntersuchung wurde ein Verfahren entwickelt, welches ohne großen Aufwand eine Bewertung des Startvorgangs hinsichtlich des Komforts am Prüfstand zulässt. Mittels Beschleunigungsaufnehmern und Linearpotenziometern am linken Motorhauptlager wird die Aggregatbewegung im Start gemessen und aus dem Bewegungsverhalten die Lagerkräfte in den drei Raumrichtungen berechnet. Die dominierende Lagerkraftkomponente ist die Komponente in Fahrzeughochrichtung. Diese Lagerkraftamplitude in Fahrzeughochrichtung wird in den innerhalb der Arbeit definierten drei relevanten Startbereichen bewertet: Anstellschlag, Durchlaufen der Eigenfrequenz und erste Verbrennungen (vgl. Abbildung 6-1).

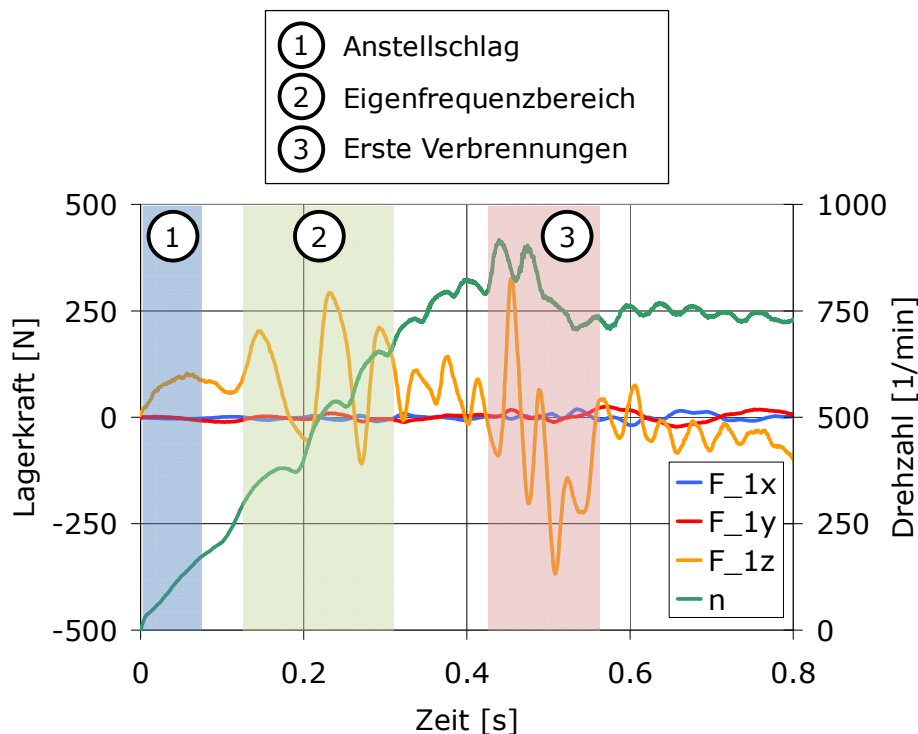


Abbildung 6-1: Anregungsphänomene während des Startvorgangs

Unterstützend zu den experimentellen Untersuchungen entstand ein Simulationsmodell, mit welchem sich die Aggregatschwingungen berechnen lassen. Das Modell dient zum einen dem Erkenntnisgewinn, zum anderen zur Untersuchung von Startvorgängen, welche experimentell im vorhandenen Prüfstandsaufbau nicht darstellbar sind. Die simulierten Aggregatschwingungen in den Start- und Stoppvorgängen werden identisch der experimentellen Untersuchungen über die Lagerkraft bewertet. Eine direkte Vergleichbarkeit zwischen Simulation und Experiment ist somit möglich. Der Vergleich von Messung und Simulation zeigt eine sehr gute Übereinstimmung - die Simulationsergebnisse sind plausibel.

Im Rahmen der Untersuchungen der Einflussmöglichkeiten auf den Hybridstart von Ottomotoren wurde zwei Startvorgänge optimiert: Ein fahrerinitiiert Start (Torque Request Hybrid Start - TRHS) mit der Forderung nach schnellstmöglicher Bereitstellung von Drehmoment und ein fahrzeugsysteminitiiert Start (Idle Speed Request

Hybrid Start - ISRHS) mit der Forderung nach einem höchstmöglichen Maß an Komfort. Dazu wurden zunächst Prinzipuntersuchungen der Einflussmöglichkeiten durchgeführt. Diese sind: Drosselklappenstellung im Start- und Stoppvorgang; Zündwinkelverstellung und das EM-Startdrehmoment. Der optimierte TRHS ist ein Niedrigdrehzahlstart mit hohem EM-Startdrehmoment, einer Startdauer von 174 ms und einer maximalen Lagerkraftamplitude im Bereich der ersten Verbrennungen von 633 N, welche hier im Bereich der Eigenfrequenzen liegen. Der optimierte ISRHS ist als Hochdrehzahlstart mit niedrigem EM-Drehmoment dargestellt. Die Startdauer beträgt 550 ms bei einer maximalen Lagerkraftamplitude von 303 N. Weiteres Komfortoptimierungspotenzial besteht in der Umsetzung einer idealen Kompensation des Gaswechselmomentes. Die Auswirkungen auf den Komfort wurden simulatorisch untersucht. Ein Konzept zur technischen Umsetzung wurde vorgestellt.

Beide Startvorgänge wurden hinsichtlich ihres Energiebedarfs bilanziert, wozu zunächst die Wirkungsgradkette des Hybridstarts analysiert wurde. Der Gesamtwirkungsgrad des Hybridstartvorgangs beträgt 16%. Untersuchung eines exemplarischen Fahrzeugs ergaben, dass der größte Anteil des Energieinhaltes in der Batterie eines Mild-Hybriden aus Rekuperation stammt. Da der bestimmende Anteil des Energiebedarfs im Hybridstart elektrische Energie ist, kommt aufgrund der hohen Rekuperationsanteile eine geringe Gesamtenergiebedarfsmenge zustande. Für eine korrekte Bilanzierung wurde der Anteil an Energie, welcher im Falle der Nutzung der rekuperierten Anteils für Vorschub hätte eingespart werden können, als Handicap auf den Gesamtstartenergiebedarf addiert. Zusammen mit dem Leerlaufverbrauch lassen sich die minimalen Motorstoppzeiten, bis sich der nächste Start amortisiert, berechnen. Ab einer Stillstandszeit von 0,75 s lohnt sich ein TRHS, ab 0,89 s ein ISRHS. Aus energetischer Sicht ist danach nahezu jeder Stopp außer ein Change-of-Mind lohnenswert.



## Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzung	Bedeutung
AGK	Aggregatekoordination
AK	Anfahrkupplung
AT	Automatgetriebe
ATL	Abgasturbolader
ASAM	Association for Standardisation of Automation and Measuring Systems
BCU	Batterie Control Unit
BDE	Benzin Direkteinspritzung
CAD	Computer Aided Design
CAN	Controller Area Network
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
CVT	Continuously Variable Transmission
DC	Direct Current
DI	Direct Injection
DIN	Deutsches Institut für Normung
DSR	Digitale Selbstregelung
ECU	Engine Control Unit
EM	Elektromaschine
ETK	Emulator Tastkopf
FEM	Finite Elemente Methode
FOR	Feldorientierte Regelung
HC	Kohlenwasserstoffe
HV	Hochvolt
IEC/TC	International Electrotechnical Commission/Technical Committee
IGBT	Insulated Gate Bipolar Transistor
IQR	Interquartilsabstand

ISG	Integrierter Startergenerator
ISO	International Organization for Standardization
ISRHS	Idle Speed Request Hybrid Start
KW	Kurbelwinkel
LabVIEW	Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench
LE	Leistungselektronik
Li-Ionen	Lithium-Ionen
MG	Motorgenerator
MOSFET	Metal Oxide Semiconductor Field-Effect Transistor
MPFI	Multi Point Fuel Injection
MSG	Motorsteuergerät
NEDC	New European Driving Cycle
Ni-MH	Nickel Metallhydrid
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
NVH	Noise Vibration Harshness
OT	Oberer Totpunkt
PDU	Power Distribution Unit
PMSM	Permanenterregte Synchronmaschine
PWM	Pulsweitenmodulation
RAM	Random Access Memory
RSG	Riemenstartergenerator
SI	Spark Ignition
SM	Synchronmaschine
SOC	State Of Charge
SSA	Start-Stopp Automatik
TCP/IP	Transmission Control Protocol/Internet Protocol
TRHS	Torque Request Hybrid Start
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VM	Verbrennungsmotor
ZK	Zündkerze
ZMS	Zweimassenschwungrad



ZOT	Zünd-Oberer-Totpunkt
ZW	Zündwinkel
Zyl.	Zylinder

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$a_i$	Amplituden	[Nm]
$a_w$	frequenzbewertete Beschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{wT}$	Effektivwert d. frequenzbewerteten Beschl.	[m/s <sup>2</sup> ]
$b$	Hebelarm	[m]
$b_i$	Bewertung Kriterium	[-]
$c_{x,y,z}$	Lagersteifigkeit x,y,z	[N/m]
$d_{x,y,z}$	Dämpfungen x,y,z	[kg/s]
$f$	Krafterregungsvektor	[N]
		[Nm]
$f_{eig}$	Eigenfrequenz	[Hz]
$f_{er}$	Erregerfrequenz	[Hz]
$g_i$	Gewichtungsfaktor	[-]
$i$	Motorordnung	[-]
$i_e$	Erregerstrom	[A]
$m_{osz}$	oszillierende Masse	[kg]
$n$	Drehzahl	[1/min]
$n_{ISG}$	Drehzahl des ISGs	[1/min]
$n_{krit}$	kritische Drehzahl	[1/min]
$n_{VM}$	Drehzahl Verbrennungsmotor	[1/min]
$n_{Zahnkranz}$	Drehzahl Anlasserzahnkranz	[1/min]
$p$	Schalldruck	[Pa]
$p_{me}$	effektiver Mitteldruck	[bar]
$p_{mi}$	indizierter Mitteldruck	[bar]
$p_{mr}$	Reibmitteldruck	[bar]
$p_0$	Hörschwelle	[Pa]
$p_{Saug}$	Saugrohrdruck	[bar]

$p_{\text{Zyl}}$	Zylinderdruck	[bar]
$q$	Verschiebungsvektor	[m]
		[rad]
$\dot{q}$	Geschwindigkeitsvektor	[m/s]
		[rad/s]
$\ddot{q}$	Beschleunigungsvektor	[m/s <sup>2</sup> ]
		[rad/s <sup>2</sup> ]
$r$	Kurbelradius	[m]
$s$	Standardabweichung	[-]
$\ddot{s}$	Kolbenbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$t_{\text{Start}}$	Startdauer	[ms]
$v$	Geschwindigkeit	[m/s]
$w_i$	normierte Gewichtungsfaktoren	[-]
$x, y, z$	translatorische Auslenkungen	[m]
$\hat{z}$	Beschleunigungsamplitude z-Richtung	[m/s <sup>2</sup> ]
$A$	Kolbenfläche	[m <sup>2</sup> ]
$B_{\text{Start-Stop}}$	Bewertung Start-Stoppvorgang	[-]
$D$	Lehrsches Dämpfungsmaß	[-]
$D$	Dämpfungsmatrix	[-]
$E_{\text{aus HV-Bat}}$	Energie aus HV-Batterie f. Start	[J]
$E_E$	entnommene Arbeit	[J]
$E_{\text{el}}$	elektrischer Energiebedarf	[J]
$E_{\text{gesamt}}$	Gesamtenergiebedarf	[J]
$E_{\text{Kraftstoff}}$	Energie aus Kraftstoff	[J]
$E_{\text{kumuliert, mech.}}$	kumulierte mechanische Energie	[J]
$E_{\text{kumuliert, el.}}$	kumulierte elektrische Energie	[J]
$E_L$	zugeführte Arbeit	[J]
$E_{\text{Verbrennung}}$	Verbrennungsenergie	[J]
$E_{\text{Vortrieb}}$	Einsparpotenzial Vortrieb	[J]
$F_{c, x, y, z}$	Federkraft	[N]
$F_{d, x, y, z}$	Federkraft	[N]

$F_{Gas}$	Gaskraft	[N]
$F_N$	Normalkraft	[N]
$F_{N, Masse}$	Massennormalkraft	[N]
$F_{Pleuel}$	Pleuelkraft	[N]
$F_T$	Tangentialkraft	[N]
$F_R$	Radialkraft	[N]
$F_{x,y,z}$	Lagerkraft x,y,z	[N]
$F_Z$	Massenkraft	[N]
$I$	Strom	[A]
$I_d$	flussbildender Stromanteil	[A]
$I_q$	drehmomenterzeugender Stromanteil	[A]
$K$	Steifigkeitsmatrix	[-]
$L$	Länge der Pleuelstange	[m]
$L_p$	Schalldruckpegel	[dB]
$M$	Drehmoment	[Nm]
$M$	Massenmatrix	[-]
$M_M$	Massenmoment	[Nm]
$M_d$	Drehmoment	[Nm]
$M_{Gas}$	Gaswechsellmoment	[Nm]
$M_{ISG}$	Drehmoment des ISGs	[Nm]
$M_r$	Reibmoment	[Nm]
$M_{RK}$	Reaktionsmoment	[Nm]
$M_{Kipp}$	Kippmoment	[Nm]
$M_{max}$	maximales Drehmoment	[Nm]
$Me$	Median	[-]
$M_{Starter}$	Drehmoment der Starteinrichtung	[Nm]
$M_{Start}$	Startdrehmoment des ISGs	[Nm]
$\bar{M}_x$	abgegebenes Nutzmoment	[Nm]
$P$	Leistung	[kW]
$P_{el}$	elektrische Leistung	[kW]
$P_{max, VM}$	maximale verbrennungsmotorische Leistung	[kW]
$P_{max, EM}$	maximale elektromotorische Leistung	[kW]

$P_{mech}$	mechanische Leistung	[kW]
$P_{Mot, max}$	maximale motorische Leistung	[kW]
$P_{Gen, max}$	maximale generatorische Leistung	[kW]
$Q_i$	kurbelwinkelabhängige Energieumsetzung	[J/°KW]
$Q_E$	entnommene Ladungsmenge	[C]
$Q_L$	eingeladene Ladungsmenge	[C]
$R_i$	Innenwiderstand	[Ω]
$U$	Spannung	[V]
$U_{LE}$	Spannung an der Leistungselektronik	[V]
$U_{Ruhe}$	Ruhespannung	[V]
$V_H$	Hubvolumen	[cm <sup>3</sup> ]
$V_L$	Vergrößerungsfunktion der Lagerkraft	[-]
$\beta$	Pleuelwinkel	[rad]
$\delta$	Abklingkoeffizient	[1/s]
$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis	[-]
$\eta_{Ah}$	Amperestundenwirkungsgrad	[-]
$\eta_e$	effektiver Wirkungsgrad	[-]
$\eta_{gesamt}$	gesamter Wirkungsgrad des Hybridstarts	[-]
$\eta_{HV-Bat}$	Wirkungsgrad HV-Batterie	[-]
$\eta_{ISG+LE}$	Wirkungsgrad von ISG und LE	[-]
$\eta_{LE+EM}$	Wirkungsgrad von EM und LE	[-]
$\eta_{LE+EM, Start}$	Wirkungsgrad von EM und LE im Start	[-]
$\eta_{Rekup, NEDC}$	Anteil an rekuperierter Energie im NEDC	[-]
$\eta_{VM}$	Wirkungsgrad Verbrennungsmotor	[-]
$\eta_{Wh}$	Wattstundenwirkungsgrad	[-]
$\kappa$	Isentropenexponent	[-]
$\lambda$	Eigenwert	[-]
$\lambda$	Pleuelstangenverhältnis	[-]
$\lambda$	Luft-/Kraftstoffverhältnis	[-]
$\mu$	Mittelwert	[-]
$\mu$	Reibungszahl	[-]

$\varphi$	Kurbelwinkel	[rad] [°KW]
$\varphi_i$	Phasenwinkel	[rad]
$\varphi_{x,y,z}$	rotatorische Auslenkungen	[rad]
$\ddot{\varphi}$	Winkelbeschleunigung	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\omega$	Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems	[rad/s]
$\omega_d$	Eigenkreisfrequenz des gedämpften Systems	[rad/s]
$\omega_{ISG}$	Winkelgeschwindigkeit des ISGs	[rad/s]
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]
$\vartheta$	Polradwinkel	[°]
$\Omega$	Erregerfrequenz	[rad/s]
$\Theta$	Massenträgheitsmoment	[kgm <sup>2</sup> ]



**Literaturverzeichnis**

- [Aral-09] Aral Aktiengesellschaft: Aral Studie – Trends beim Autokauf 2009; Bochum; 2009; [http://www.aral.de/liveassets/bp\\_internet/aral/aral\\_de/STAGING/local\\_assets/downloads\\_pdfs/t/broschuere\\_aral\\_studie\\_trends\\_beim\\_autokauf\\_2009.PDF](http://www.aral.de/liveassets/bp_internet/aral/aral_de/STAGING/local_assets/downloads_pdfs/t/broschuere_aral_studie_trends_beim_autokauf_2009.PDF); Stand: 21.10.2009
- [Avll-05] AVL List GmbH: Indiset Advanced Plus 641; Product Guide; Graz; 2005
- [Avll-06] AVL List GmbH: IndiCom Software Version 1.6; Product Guide; Graz; 2006
- [Avll-09a] AVL List GmbH: AVL-Drive – The objective tool for driveability assessment and development; Product Guide v. 3.1.1; Graz; Juli 2009
- [Avll-09b] AVL List GmbH: AVL-Drive – The objective tool for driveability assessment and development; Function Description v. 3.1.1; Graz; Juli 2009
- [Babi-07] Babel, G.: Elektrische Antriebe in der Fahrzeugtechnik; Friedr. Vieweg und Sohn Verlag; Wiesbaden; 2007
- [Bass-02] Basshuysen, van, R. (Hrsg.); Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor; Friedr. Vieweg und Sohn Verlag; Wiesbaden; 2002
- [Bass-07] Basshuysen, van, R. (Hrsg.); Spicher, U.: Ottomotor mit Direkteinspritzung; Friedr. Vieweg und Sohn Verlag; Wiesbaden; 2007
- [Beid-09] Beidl, C.: Hybridvorlesung im Rahmen der Lehrveranstaltung Verbrennungskraftmaschinen II; TU Darmstadt; Darmstadt; 2009
- [Bell-08] Beller, S.: Empirisch forschen lernen – Konzepte, Methoden, Fallbeispiele, Tipps; Auflage 2; Verlag Hans Huber; Bern; 2008
- [Bish-07] Bishop, J.; Nedungadi, A.; Ostrowski, G.; Surampudi, B.; Armiroli, P.; Taspinar, E: An Engine Start/Stop System for Improved Fuel Economy; SAE Technical Paper Series 2007-01-1777; Detroit 2007

- [Bley-02] Bley Müller, J.; Gehlert, G.; Gülicher, H.: Statistik für Wirtschaftswissenschaftler; Auflage 13; Vahlen; München; 2002
- [Brae-07] Braess, H.-H.; Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik; 5. Auflage; Friedr. Vieweg und Sohn Verlag; Wiesbaden; 2007
- [Bogn-03] Bogner, M.; Bonkowski, M.: Der Riemengetriebene Starter-Generator (RSG) als aktuelle Herausforderung für eine funktionsoptimierte Riemenriebentwicklung; erschienen in VDI-Berichte; Düsseldorf; 2003
- [Bogn-04] Bogner, M.; Bonkowski, M.: Der Riemengetriebene Startergenerator (RSG), Eine innovative Funktionserweiterung des Nebenaggregatetriebes; Vortrag Haus der Technik; Essen; 2004
- [Bort-05] Bortz, J.: Statistik für Human- und Sozialwissenschaftler; Auflage 6; Springer Medizin Verlag; Heidelberg; 2005
- [Bort-06] Bortz, J.; Döring, N.: Forschungsmethoden und Evaluation – für Human- und Sozialwissenschaftler; Auflage 4; Springer Medizin Verlag; Heidelberg; 2006
- [Bort-08] Bortz, J.; Lienert, G.: Kurzgefasste Statistik für die klinische Forschung; Auflage 3; Springer Medizin Verlag; Heidelberg; 2008
- [Bosc-02] Robert Bosch GmbH (Hrsg.): Generatoren und Starter; Fachwissen Kfz-Technik; Gelbe Reihe; Stuttgart; 2002
- [Boet-09] Böttcher, G.: Start-Stop-Automatik – Neue Technik; Händlerschulung zur Stopp-Start-Automatik von Toyota; 2009
- [Bros-02] Brosch, P. F.: Moderne Stromrichterantriebe; 4. Auflage; Vogel Verlag; Würzburg; 2002
- [Bubb-95] Bubb, H.: Ergonomie in Mensch-Maschine-Systemen; Lehrgangsunterlagen „Komfort und Ergonomie im Kraftfahrzeug“; Haus der Technik; Essen; 1995



- [Bubb-03a] Bubb, H.: Wie viele Probanden braucht man für allgemeine Erkenntnisse aus Fahrversuchen; in: Landau, K; Winner, H. (Hrsg.): Fahrversuche mit Probanden – Nutzwert und Risiko; Fortschritt-Berichte VDI; Reihe 12; Nr. 557; VDI Verlag; Düsseldorf; 2003
- [Bubb-03b] Bubb, H.: Komfort und Diskomfort – Definition und Überblick; Publikation in: Ergonomie aktuell; Zeitschrift des Lehrstuhls für Ergonomie; Ausgabe 004; Garching; 2003
- [Bubb-03c] Bubb, H.: Fahrerassistenz – primär ein Beitrag zum Komfort oder für die Sicherheit?; VDI-Bericht 1768; Essen; 2003
- [Didi-06] Didier, M.: Ein Verfahren zur Messung des Komforts von Abstandsregelsystemen (ACC-Systemen); Dissertation; TU Darmstadt; Darmstadt; 2006
- [Dolt-06] Dolt, R.: Indizierung in der Motorentwicklung; Verlag Moderne Industrie; München; 2006
- [Dubb-07] Beitz, W.; Grote, K.-H.: Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau; 22. Auflage; Springer Verlag Berlin; Berlin; 2007
- [Dude-00] Dudenredaktion: Duden – Die deutsche Rechtschreibung; Auflage 22; Band 1; Dudenverlag; Mannheim; 2000
- [Etas-06] Etas: Inca Schulungsunterlagen; Etas GmbH; Stuttgart; 2006
- [Euro-09] Amtsblatt der Europäischen Union L140/1: Verordnung Nr. 443/2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen; 23.04.2009
- [Fahr-04] Fahrmeir, L.; Künstler, R.; Pigeot, I.; Tutz, G.: Statistik – Der Weg zur Datenanalyse; Auflage 5; Springer Verlag; Berlin; 2004
- [Fese-09] Fesefeldt, T.: Ganzheitliche Betrachtung zur Auswahl der Starteinrichtung des Verbrennungsmotors eines Parallel-Hybrids mit Trennkupplung; Dissertation TU Darmstadt; Darmstadt; 2009

- [Fisc-99] Fischer, G.: Ermittlung einer Formel zur Vorausberechnung des Reibmitteldrucks von Ottomotoren; Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 629; Frankfurt 1999
- [Frie-08] Friedrich, H. J.: Tontechnik für Mediengestalter; Springer Verlag; Berlin; 2008
- [Geor-07] Georgi, W.; Metin, E.: Einführung in LabVIEW; Hanser Verlag; München; 2007
- [Gerh-03] Gerhardt, J.; Kassner, U.; Kulzer, A.; Sieber, U.: Der Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direktstart – Möglichkeiten und Grenzen; 24. Wiener Motorensymposium; Wien; 2003
- [Gerh-09] Gerhard, S. W.: Start-Stopp-Betrieb beim PKW-Dieselmotor – Einfluss auf Komfort, Effizienz und Abgasnachbehandlung; Dissertation; TU Darmstadt; 2009
- [Greb-08] Grebe, U. D.: Mobilität der Zukunft – Können wir uns das Autofahren noch leisten?; Symposium Quo vadis Mobilität; Darmstadt 2008
- [Grot-07] Grote, Tobias: Direct Torque Control für den verlustoptimalen Betrieb eines Permanentmagnet-Synchronmotors mit eingebetteten Magneten; Universität Paderborn; 2007
- [Heiß-07] Heißing, B.; Ersoy, M. (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch; Vieweg Verlag; Wiesbaden; 2007
- [Hela-97] Helander, M. G.; Zhang, L.: Field studies of comfort and discomfort in sitting; Publikation in: Ergonomics; Vol. 40; No. 9; 1997
- [Hoff-07] Hoffmann, J.; Adunka, F.: Taschenbuch der Messtechnik; Hanser Verlag; Leipzig; 2007
- [Hohe-94] Hohenberg, G.: Möglichkeiten der Indizierauswertung; 1. Darmstädter Indiziersymposium; Mai 1994

- [Hohe-06a] Hohenberg, G.; Indra, F.: Theorie und Praxis des Hybridantriebs am Beispiel des Lexus RX 400h; 27. Wiener Motorensymposium; Wien; 2006
- [Hohe-06b] Hohenberg, G.; Indra, F.: Analyse des Hybridantriebs am Beispiel RX 400h; Abschlussbericht zur Studie; Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Darmstadt; Darmstadt; 2006
- [Hohe-06c] Hohenberg, G.; Zelenka, B; Lenzen, B; Sabathil, D.: Hybrid vs. Advanced Diesel; Fisita World Automotive Congress; Yokohama; 2006
- [Hohe-08] Hohenberg, G.: Verbrennungskraftmaschinen I; Vorlesungsskript TU Darmstadt; Darmstadt 2008
- [Hohe-07] Hohenberg, G.: Verbrennungskraftmaschinen II; Vorlesungsskript TU Darmstadt; Darmstadt 2007
- [Hond-09] Honda Motor Europe (North) GmbH: Hybrid Hintergrundinformationen; Online abrufbar unter: [http://www.honda.de/pdf/de\\_car\\_br\\_hybrid\\_hintergrund\\_2009.pdf](http://www.honda.de/pdf/de_car_br_hybrid_hintergrund_2009.pdf); Stand Juli 2009
- [Iser-99] Isermann, R.: Mechatronische Systeme; Springer Berlin Heidelberg; Berlin 1999
- [ISO-97] International Organization for Standardization: Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration; ISO-Norm; 1997
- [Joss-06] Jossen, A.; Weydanz; W.: Moderne Akkumulatoren richtig einsetzen; Reichardt Verlag; Untermeidingen; 2006
- [Joss-09] Jossen; A.: Batteriesysteme Stand der Technik; Veröffentlichung VDI-Tagung Elektrische Energiespeicher; Fulda; 2009
- [Kann-07] Kannenberg, D.; Kessler, F.; Steyer, H.; Schleich, M.; Knaut, A.: Effiziente Dynamik mit dem neuen BMW Vierzylinder Motor von der 1er bis zur 5er Baureihe; 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik; Aachen 2007

- [Kling-96] Klingner, B.: Einfluß der Motorlagerung auf Schwingungskomfort und Geräuschanregung im Kraftfahrzeug; Dissertation TU Braunschweig; 1996
- [Knob-08] Knobel, C.; El-Dwaik, F.; Neudecker, R.; Pröbstle, H.; Traub, F.; Mai, A.; Przywecki, F.: Power Net Integration of Auto Start-Stop; Tagungsbeitrag Haus der Technik; München, 2008
- [Knot-08] Knoth, H.; Wilstermann, H.: Automatisches Stopp-Start-System mit riemengetriebenem Starter-Generator am Beispiel der A/B-Klasse von Mercedes-Benz; Tagungsbeitrag Haus der Technik; München, 2008
- [Koeh-98] Köhler, E.: Verbrennungsmotoren – Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors; Vieweg Verlag; Wiesbaden; 1998
- [Kram-05] Kramer, Ulrich: Potentialanalyse des Direktstarts für den Einsatz in einem Stopp-Start-System an einem Ottomotor mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung unter besonderer Berücksichtigung des Motorauslaufvorgangs; Dissertation Uni Duisburg Essen; 2005
- [Kris-94] Krist, R.: Modellierung des Sitzkomforts – eine experimentelle Studie; Schuch; Weiden; 1994
- [Kuen-95] Küntscher, V. (Hrsg.): Kraftfahrzeugmotoren – Auslegung und Konstruktion; 3. Auflage; Verlag Technik; Berlin; 1995
- [Kulz-06] Kulzer, A.; Laubender, J.; Lauff, U.; Mößner, D.; Sieber, U.: Der Direktstart – Vom Modell zum Demonstrator; Motortechnische Zeitschrift MTZ; Jahrgang 67; Frankfurt a.M.; 09.2006
- [Laub-05] Laubender, J.; Kassner, U.; Hartmann, S.; Heyers, K.; Benninger, K.; Gerhardt, J.: Vom Direktstart zum marktattraktiven Start-Stopp-System 14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik; Aachen 2005
- [Lejs-09] Lejsek, D.: Berechnung des instationären Wandwärmeübergangs im Hochlauf von Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung; Dissertation; TU Darmstadt; 2009
- [Lind-02] Linden, D.; Reddy, T. B.: Handbook of Batteries; McGraw-Hill Verlag; New York; 2002

- [Luhs-06] Luh, S.: Untersuchung des Einflusses des horizontalen Sichtbereichs eines ACC-Sensors auf die Systemperformance; Dissertation; TU Darmstadt; 2006
- [Maas-81] Maas H.; Klier H.: Die Verbrennungskraftmaschine – Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine; Neue Folge; Band 2; Springer Verlag; Berlin; 1981
- [Mark-06] Markert, R.: Strukturdynamik (Maschinendynamik I); 1. Auflage; Vorlesungsskript TU-Darmstadt; Darmstadt; 2006
- [Maye-08] Mayer, H.-O.: Interview und schriftliche Befragung; 4. Auflage; Oldenbourg Verlag; München; 2008
- [Mett-73] Mettig, H.: Die Konstruktion schnelllaufender Verbrennungsmotoren; Walter de Gruyter Verlag; Berlin, New York; 1973
- [Mits-04] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge; 4. Auflage; Springer Verlag; Berlin; 2004
- [Muel-06] Müller, G.; Ponick, B.: Grundlagen elektrischer Maschinen; 9. Aufl.; Weinheim; 2006
- [Muel-08] Müller, C.; Oberschätz, M.; Euhus, F; Albrecht, M: Entwicklung eines Sicherheitskonzepts für Motor-Start-Stopp-Systeme; Tagungsbeitrag Haus der Technik Tagung Automatische Motor-Start-Stopp-Systeme; München; 2008
- [Neug-52] Neugebauer, C. H.: Kräfte in den Triebwerken schnelllaufender Kolbenkraftmaschinen; 2. Auflage; Springer Verlag; Berlin; 1952
- [Nord-01] Nordmann, R.; Birkhofer, H.: Maschinenelemente und Mechatronik I; Vorlesungsskript TU Darmstadt; Darmstadt; 2001
- [Pfef-02] Pfeffer, P.; Hofer, K.: Einfaches nichtlineares Modell für Elastomer- und Hydrolager; Veröffentlichung in: Automobiltechnische Zeitschrift; Nr.5; Wiesbaden; 2002

- [Ratt-02] Rattei, F.: Modulare Dauermagnetmaschine mit optimierter Feldführung; TU-München; Elektrotechnik und Informationstechnik; 2002
- [Reif-06] Wallentowitz; Reif (Hrsg.): Handbuch Kraftfahrzeugelektronik; Vieweg + Teubner Verlag; Wiesbaden; 2006
- [Ring-07] Ringfeder: Schrumpfscheiben für die Außenspannung; Auslegungskatalog; Fa. Ringfeder; Krefeld; 2007
- [Rück-08] Rücker, A.; Schleich, M.; Schubert, N.: Einfluss der BMW Start Stop Funktion auf CO<sub>2</sub>- und Schadstoffemissionen; Tagungsbeitrag; 4. Tagung Emission Control; Dresden; 2008
- [Sach-04] Sachs, L.: Angewandte Statistik; Auflage 11; Springer Verlag; Berlin; 2004
- [Saue-09] Sauer, Uwe: Dezentrale und mobile Speicheranwendungen; Tagungsbeitrag VDI-Tagung Elektrische Energiespeicher; Fulda; 2009
- [Schm-00] Schmidt, M.; Lenzen, B.; Isermann, R.; Hohenberg, G.: Nebenaggregate-Management III; Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 702; Frankfurt; 2000
- [Shell-09] Shell Deutschland Oil GmbH: Shell PKW-Szenarien bis 2030, Hamburg 2009, [www.shell.de/pkwszenarien](http://www.shell.de/pkwszenarien); Stand 21.10.2009
- [Somm-07] Sommer: Werkstoffdatenblatt 42CrMo4; Dr. Sommer Werkstofftechnik; Issum; 2007
- [Spec-08] Specovius, J.: Grundkurs Leistungselektronik. Wiesbaden: 2. Auflage; Friedr. Vieweg und Sohn Verlag; Wiesbaden; 2008
- [Spur-08] Spurk, P.C.; Noak, H.-D.; Gerhard, S.; Zelenka, B.: Stopp-Start beim Dieselmotor – geänderte Anforderungen für die Abgasnachbehandlung; 5. Internationales Forum Abgas- und Partikelemissionen; Ludwigsburg; 2008
- [Stan-08] Stan, C.: Alternative Antriebe für Automobile; Hybridsysteme, Brennstoffzellen, Alternative Energieträger; Auflage 2; Springer Verlag; Berlin; 2008

- [Stei-08] Steiger, W.: Auslaufmodell Biokraftstoff und Verbrennungsmotor; Symposium Quo vadis Mobilität; Darmstadt 2008
- [Trop-03] Tropea, C.: Messtechnik I – Grundlagen der Messtechnik; Vorlesungsskript TU Darmstadt; Darmstadt 2003
- [VDIR-02] VDI-Richtlinie 2057: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen – Ganzkörper-Schwingungen; Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, 2002
- [Wall-06] Wallentowitz, H.; Reif, K. (Hrsg.): Handbuch Kraftfahrzeugelektronik; 1. Auflage; Friedr. Vieweg und Sohn Verlag; Wiesbaden; 2006
- [Walt-08] Walter, C.; Weinbrenner, M.; Kroner, P.: Speicherverdampfer - Klimakomfort für Start-Stopp-Systeme; Tagungsbeitrag Haus der Technik Tagung Automatische Motor-Start-Stopp-Systeme; München; 2008
- [Weim-99] Weimer, J.: Ein Kurbelwellen-Starter-Generator auf Basis einer permanenterregten Synchronmaschine. Mannesmann Sachs AG; 1999
- [Winn-03] Winner, H.; Barthenheier, T.; Fecher, N.; Luh, S.: Fahrversuche mit Probanden zur Funktionsbewertung von aktuellen und zukünftigen Fahrerassistenzsystemen; in: Landau, K; Winner, H. (Hrsg.): Fahrversuche mit Probanden – Nutzwert und Risiko; Fortschritt-Berichte VDI; Reihe 12; Nr. 557; VDI Verlag; Düsseldorf; 2003
- [Wohl-09] Wohlfahrt-Mehrens: Weltweite Entwicklungstrends für Energiespeicher; Tagungsbeitrag VDI-Tagung Elektrische Energiespeicher; Fulda; 2009
- [Wölf-03] Wölfel, H.P.: Maschinendynamik; Darmstadt; Vorlesungsskript TU-Darmstadt; Darmstadt; 2003
- [Wolf-07] Wolff, S.; Abendroth, D.; Weigl, W.; Linner, C.-P.; Neudecker, R.; Schneider, M.; Huber, W.; Rau, A.: Die Einführung der Auto Start Stopp Funktion (ASSF) in Volumenmodellen der BMW Group – ein intelligenter Beitrag zur effizienten Dynamik; 7. Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik; Stuttgart; 2007

- [Wolf-09] Wolff, S.: Auto Start Stop Funktion – Eine Herausforderung an die Integration in die Gesamtfahrzeugarchitektur; Tagungsbeitrag Haus der Technik Tagung Automatische Motor-Start-Stopp-Systeme; München; 2008
- [ZeLe-06] Zelenka, B.; Hohenberg, G.: Latest Engine Development Trends in Europe; Vortrag Institut Verbrennungskraftmaschinen TU Darmstadt bei Honda, Tochigi, Japan, 2006

### Studentische Arbeiten im Rahmen der Doktorarbeit

- [Bila-07] Bilas, Z.: Anbindung eines integrierten Startergenerators (ISG) an einen R4.-Zyl.-Ottomotor; Konstruktiver Entwurf; TU Darmstadt; Institut VKM; Darmstadt; 2007
- [Grue-09] Grüneis, S.: Untersuchung der subjektiven Wahrnehmung von Motor-Stopp-Start-Systemen im Probandenversuch; Studienarbeit; TU Darmstadt; Institut VKM; Darmstadt; 2009
- [Hafn-08] Hafner, S.: Hybridisierung und Startoptimierung eines direkteinspritzenden Ottomotors; Diplomarbeit; TU Darmstadt; Institut VKM; Darmstadt; 2008
- [Kies-09] Kiesel, T.: Experimentelle Erfassung und Simulation von Vibrationen und Geräusch einer hybridisierten Verbrennungskraftmaschine im Start-Stopp-Betrieb im Hinblick auf Komfortoptimierung; Diplomarbeit; TU Darmstadt; Institut VKM; Darmstadt; 2009
- [Mano-09] Manowski, P.: Entwicklung einer Aggregatekoordination zum automatisierten Betrieb eines Mild-Hybrid-Systems; Studienarbeit; TU Darmstadt; Institut VKM; Darmstadt; 2009
- [Schm-09] Schmitt, M.: Analyse und Optimierung eines Mild-Hybrid-Systems im Hinblick auf den Startvorgang; Diplomarbeit; TU Darmstadt; Institut VKM; Darmstadt; 2009
- [Weis-08] Weißgerber, D.: Simulation und experimentelle Erfassung des Schwingungsverhaltens einer Verbrennungskraftmaschine beim Startvorgang im Hinblick auf Komfortoptimierung; Diplomarbeit; TU Darmstadt; Institut VKM; Darmstadt; 2008



## Anhang

### A – Probandenversuche: Arbeitshypothesen

Im Rahmen dieser Arbeit wurden die folgenden Hypothesen entwickelt. Es handelt sich dabei – mit Ausnahme von H9 und H10 um unspezifische, ungerichtete Unterschiedshypothesen. H9 und H10 nehmen als Zusammenhangshypothesen einen gesonderten Status ein. Sie werden deskriptiv geprüft.<sup>24</sup>

- (H1) Das Empfinden der Probanden über die Stärke der beim Autostart auftretenden Vibrationen differiert je nach getestetem Fahrzeug.
- (H2) Die beim Autostart auftretenden Vibrationen wurden von den Probanden in den getesteten Fahrzeugen unterschiedlich angenehm/unangenehm empfunden.
- (H3) Die beim Autostart auftretenden Schallemissionen wurden von den Probanden in den getesteten Fahrzeugen unterschiedlich laut/leise empfunden.
- (H4) Die Startdauer des Motors beim Autostart wurde von den Probanden in den verschiedenen Fahrzeugen unterschiedlich wahrgenommen.
- (H5) Der von den Probanden wahrgenommene Gesamtkomfort beim Autostart von Fahrzeugen mit unterschiedlichen Stopp-Start-Systemen differiert.

---

<sup>24</sup> Grundsätzlich kann nach [Bell-08] und [Bort-06] zwischen verschiedenen Arten von Hypothesen differenziert werden:

Unterschieds- und Zusammenhangshypothesen: Erstere gehen von Unterschieden (bspw. in Bezug auf den Mittelwert) zwischen Gruppen aus, letztere treffen Aussagen über Korrelationen zwischen Variablen.

Gerichtete und ungerichtete Hypothesen: Ungerichtete Hypothesen unterstellen, dass ein Unterschied respektive Zusammenhang vorliegt, während gerichtete Hypothesen darüber hinaus auch die Richtung des Unterschieds/Zusammenhangs angeben.


Spezifische und unspezifische Hypothesen: Während unspezifische Hypothesen nichts über die Größe des mutmaßlichen Zusammenhangs/Unterschieds aussagen, geben spezifische die Größe genau an.

- (H6) Die Bedienung der Start-Stopp-Automatik fällt den Probanden in Fahrzeugen mit Automatikgetriebe leichter als in Fahrzeugen mit Handschaltgetriebe.
- (H7) Die Probanden hatten je nach Fahrzeug unterschiedlich stark Probleme mit der Bedienung der Start-Stopp-Automatik.
- (H8) Die verschiedenen Start-Stopp-Systeme differieren bezüglich der Reproduzierbarkeit ihrer Funktionalität.
- (H9) Die Mehrzahl der Probanden könnte sich vorstellen ein Fahrzeug mit Start-Stopp-Funktion zu kaufen (deskriptiv).
- (H10) Die Komfortempfindungen der Probanden korreliert positiv mit den messtechnisch erfassten Werten (deskriptiv).

## B – Probandenversuche: Fragebogen

## Fragebogen: Subjektive Wahrnehmung von Stopp-Start-Systemen

### Fahrzeug: Fahrzeug auswählen



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

**Teil A: Demographische Daten**

A.1 Geburtstag (Monat/Jahr).....: .....

A.2 Geschlecht (m/w).....: .....

A.3 Marke eigenes Fahrzeug.....: .....

A.4 Baujahr eigenes Fahrzeug.....: .....

A.5 Fahrleistung jährlich (km).....: .....

A.6 Fahrleistung gesamt (km).....: .....

A.7 Erfahrung mit Stopp-Start-Systemen (ja/nein).....: .....

**Teil B: Versuchsfahrt**

B.1 Einweisung in das Stopp-Start-System und das Fahrzeug.

B.2 Tempo 30 und rechts-vor-links beachten!

B.2 Versuchsfahrt mit 4 Stopps, bei denen jeweils das Stopp-Start-System getestet werden soll – auf Vibration, Lautstärke, Startzeit und Gesamtkomfort achten! Der Erst-/Schlüsselstart soll nicht in die Betrachtung mit einfließen.

Abbildung 0-1: Fragebogen - Seite 1

**Teil C: Wiederstartwahrnehmung (bitte ankreuzen)**

	...trifft zu...	...trifft nicht zu
C.1 Die Vibration beim Motorstart war <i>deutlich</i> spürbar.....		
C.2 Die Vibration beim Motorstart war unangenehm.....		
C.3 Die Lautstärke beim Motorstart war gering.....		
C.4 Die Startzeit erschien mir kurz.....		
C.5 Ich hatte Probleme bei der Anwendung der Stopp-Start-Automatik.....		
C.6 <i>Angenommen</i> , die Stopp-Start-Automatik würde <i>nicht</i> bei jedem Halt den Motor stoppen, wäre ich irritiert.....		
C.7 Die Stopp-Start-Automatik funktionierte reproduzierbar und damit vorhersehbar.....		
C.8 Insgesamt beurteile ich den Komfort beim Start als gut.....		
C.9 Ich könnte mir vorstellen ein Auto mit Stopp-Start-Automatik zu kaufen.....		
C.10 Ich wäre bereit folgenden Mehrbetrag für eine Stopp-Start-Automatik zu bezahlen.....	bis 250€	bis 500€
	bis 750€	bis 1000€
	bis über 1000€	

### Teil D: Freie Antwortmöglichkeit

Ihre Meinung zu Stopp-Start-Systemen:

Abbildung 0-2: Fragebogen – Seite 2

## C – Probandenversuche: Versuchsstrecke

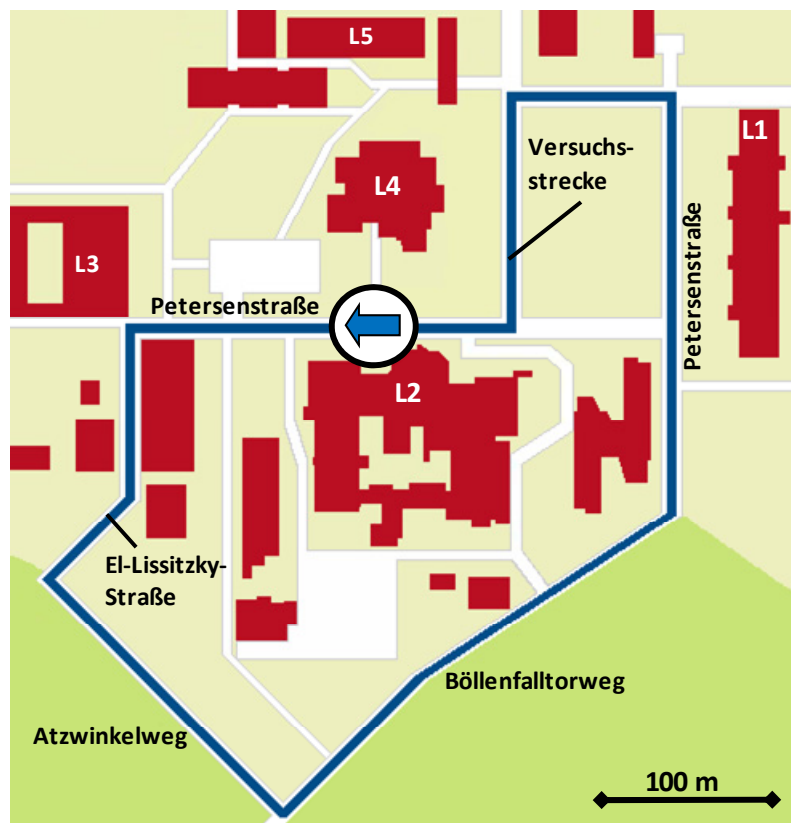


Abbildung 0-3: Versuchsstrecke

## D – Probandenversuche: Methodik zur Versuchsauswertung

Teil C der Befragung wurde kodiert und als Zahlenwert übertragen. Diese Zahlen stellen den Grad der Zustimmung bzw. Ablehnung der Probanden dar, wobei die größte Zustimmung („trifft zu“) mit der Zahl 2 bewertet wurde und die größte Ablehnung („trifft nicht zu“) mit -2.

Die Auswertung der Befragung lässt sich in einen deskriptiven und einen inferenzstatistischen Teil differenzieren. An dieser Stelle werden die verwendeten Methoden kurz beschrieben. Für eine detaillierte Darstellung sei auf [Bley-02], [Bort-05], [Bort-06], [Fahr-04] und [Sach-04] verwiesen.

Um erste Aussagen über das Antwortverhalten der Probanden treffen zu können, wurden die Daten in Boxplots zusammengefasst. Ein Boxplot fasst verschiedene statistische Streuungs- und Lagemaße in einer Abbildung zusammen (Abbildung 0-4):

Der Median ist das 50%-Quantil (und damit das 2. Quartil) einer Verteilung, d.h. mindestens 50% der Daten sind kleiner oder gleich dem Median, aber auch mindestens 50% der Daten sind größer oder gleich dem Median. Zur Erstellung eines Boxplots sind zudem das 25%- und das 75%-Quantil notwendig. Beim 1. Quantil sind mindestens

25% der Daten sind kleiner oder gleich dem 1. Quartil und mindestens 75% sind größer oder gleich groß. Entsprechendes gilt für das 75% Quartil (=3. Quartil). Der Abstand zwischen 25%- und 75%-Quartil wird als Interquartilsabstand (IQR) bezeichnet. Die Whisker werden durch den 1,5-fachen Interquartilsabstands – ausgehend vom unteren bzw. oberen Quartil – gebildet. Werte zwischen dem 1,5 und 3-fachen des Interquartilsabstands werden als milde Ausreißer, Werte über dem 3-fachen des IQR werden als extreme Ausreißer bezeichnet.

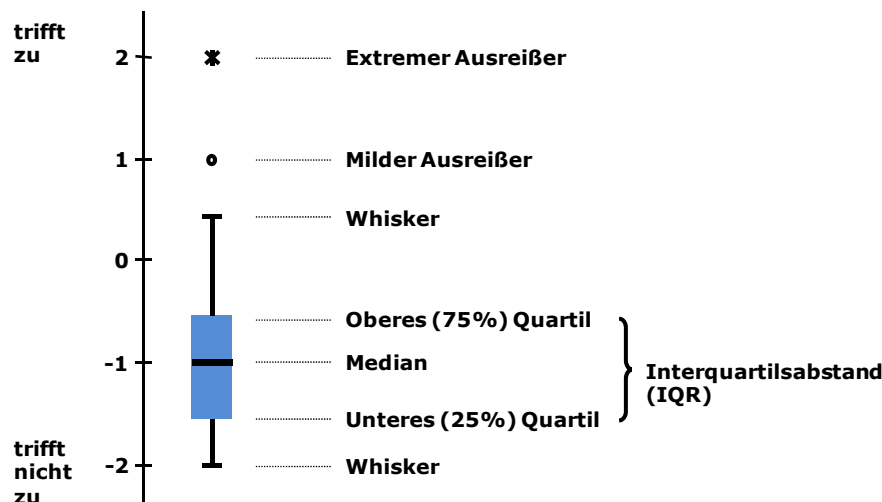


Abbildung 0-4: Schema eines Boxplots

Zusätzlich zur Betrachtung der Quartile können das arithmetische Mittel und die Standardabweichung weitere Erkenntnisse liefern. Hierbei muss jedoch bedacht werden, dass das arithmetische Mittel im Vergleich zum Median anfälliger für Ausreißer und Extremwerte ist. Die Darstellung erfolgt ebenfalls in einem Diagramm. Das Quadrat kennzeichnet dabei den Mittelwert, die Fehlerindikatoren bezeichnen den Umfang einer Standardabweichung.

Über die deskriptive Statistik hinaus lassen sich die in Anhang A formulierten Hypothesen mit Hilfe statistischer Methoden und Verfahren auf ihren Wahrheitsgehalt hin überprüfen respektive die Untersuchungsergebnisse gegen ein Zufallsergebnis absichern [Bort-08]. Der grundsätzliche Ablauf eines statistischen Tests lässt sich nach [Bley-02] wie folgt beschreiben:

- Aufstellen von Null- und Alternativhypothese sowie Festlegung des Signifikanzniveaus
- Festlegung einer geeigneten Prüfgröße und Bestimmung der Testverteilung bei Gültigkeit der Nullhypothese
- Bestimmung des kritischen Bereichs

- Berechnung des Wertes der Prüfgröße
- Entscheidung und Interpretation

Die Auswahl der Verfahren erfolgt dabei nach folgendem Schema.

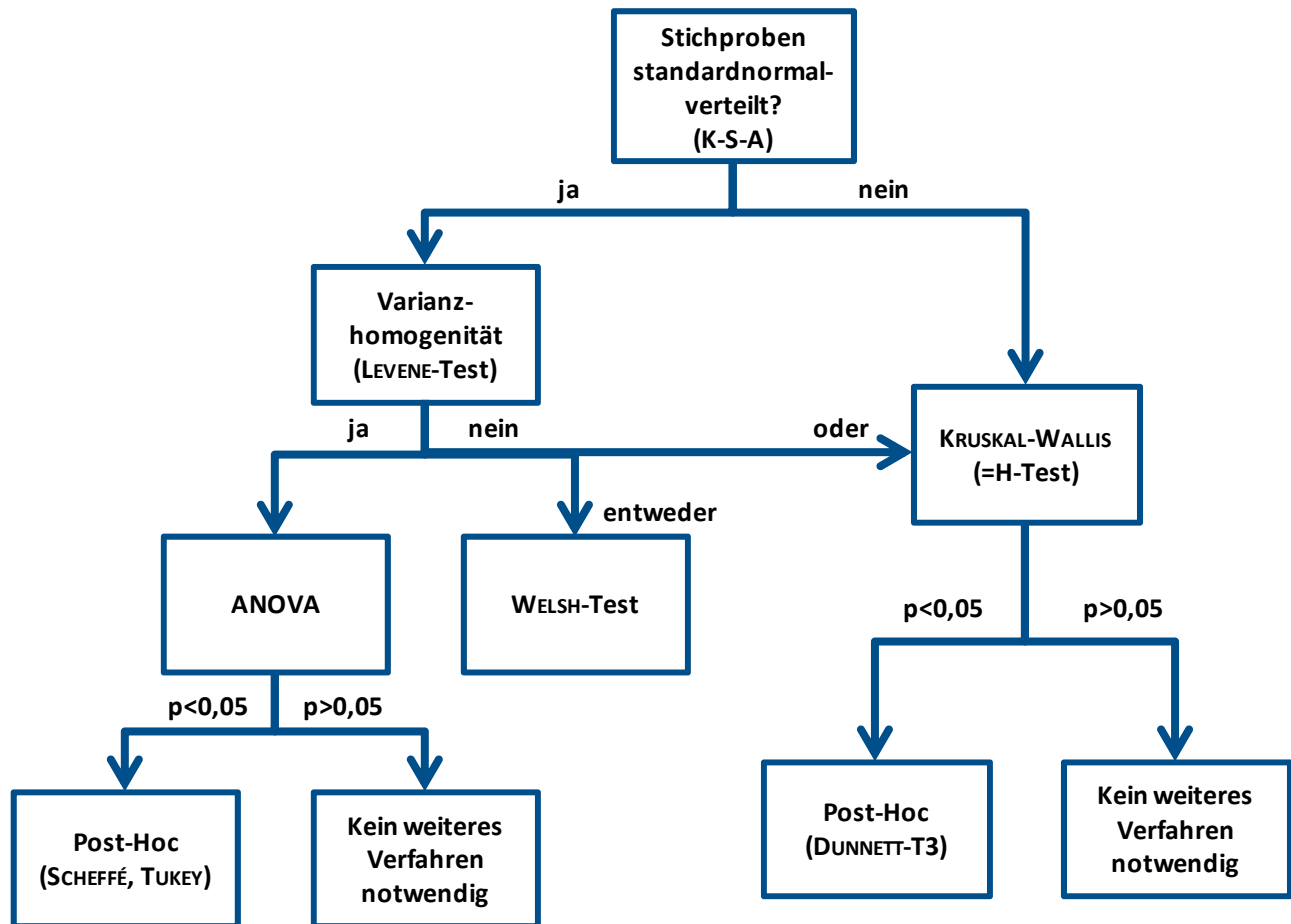


Abbildung 0-5: Entscheidungsbaum zur Auswahl statistischer Verfahren

Voraussetzung für parametrische Verfahren der Statistik wie der Varianzanalyse (auch ANOVA, ANalysis Of VAriance) ist häufig eine Normalverteilung der vorliegenden Stichproben. Mit Hilfe des Kolmogorov-Smirnov-Anpassungstests (K-S-A) kann eine Stichprobe auf Normalverteilung untersucht werden. Bestenfalls erweist sich die Stichprobe als normalverteilt und weist zudem Varianzhomogenität (Prüfung mit Levene-Test) auf. In diesem Fall kann eine ANOVA durchgeführt werden. Diese überprüft, ob sich die Mittelwerte der zu testenden Stichproben signifikant unterscheiden. Sie kann jedoch keine Auskunft darüber geben, welche der Stichprobenmittelwerte sich unterscheiden. Ist die errechnete Prüfgröße  $p < 0,05$ <sup>25</sup>, sodass die ANOVA signifikant ausfällt

<sup>25</sup> Es wurde in allen Tests dieser Arbeit das generell übliche Signifikanzniveau von  $\alpha = 0,05$  verwendet.

und wird demzufolge die Nullhypothese (Gleichheit der Mittelwerte) zugunsten der Alternativhypothese (keine Gleichheit der Mittelwerte) abgelehnt, so kann ein Post-Hoc Test durchgeführt werden. Dieser nimmt einen multiplen Mittelwertvergleich vor. Auf diese Weise lässt sich bestimmen, welche Mittelwerte sich signifikant unterscheiden.

Liegt jedoch keine Normalverteilung vor und/oder besteht keine Varianzhomogenität, so sollte ein nicht parametrisches (verteilungsfreies) Verfahren, wie etwa der Kruskal-Wallis-H-Test, gewählt werden. Dieser kann bei der Auswertung grundsätzlich wie eine Varianzanalyse gehandhabt werden. Es existieren ebenfalls Post-Hoc-Tests für den Fall, dass der H-Test einen signifikanten Unterschied zwischen den Mittelwerten aufdeckt.

Da in der Auswertung nur in Ausnahmefällen eine Normalverteilung nachgewiesen werden kann, wird in der Regel der Kruskal-Wallis-Test angewendet.

Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass die ANOVA gegenüber Verletzungen ihrer Voraussetzungen robust ist:

„Zusammenfassend ist festzustellen, dass die Varianzanalyse bei gleich großen Stichproben gegenüber Verletzungen ihrer Voraussetzungen relativ robust ist. Besteht bei kleinen ( $n_i < 10$ ) und ungleichgroßen Stichproben der Verdacht, dass eine oder mehrere Voraussetzungen verletzt sein können, sollte statt der Varianzanalyse ein verteilungsfreies Verfahren wie z.B. der Kruskal-Wallis-Test [...] eingesetzt werden.“ [Bort-05]

Gemäß der obigen Aussage ist davon auszugehen, dass die ANOVA im vorliegenden Fall auf Grund der großen Stichprobe ( $n_i > 30$ )<sup>26</sup> trotz der ungleichgroßen Stichproben und der evtl. nicht gegebenen Varianzhomogenität dennoch bedingt aussagefähig ist. Aus diesem Grund wurde sie zusätzlich zum H-Test durchgeführt.<sup>27</sup> Als Post-Hoc-Tests wurde bei der ANOVA nach Tukey-HSD und gemäß der Scheffé-Prozedur getestet. Letztere wird als sogenannter konservativer Test bezeichnet, da sie eher zur Beibehaltung der Nullhypothese führt als andere Tests. Zudem ist der Scheffé-Test robust gegenüber Verletzungen der Normalverteilungsannahme und Verletzungen der Annahme gleicher Varianzen.

---

<sup>26</sup> Für Stichproben mit  $n > 30$  gilt zudem der zentrale Grenzwertsatz, der davon ausgeht, dass sich bei größeren Stichproben die Verteilung der Stichprobe einer (Standard)Normalverteilung annähert. Vgl. dazu bspw. [Bley-02]

<sup>27</sup> Für eine Gegenüberstellung von parametrischen und nicht parametrischen Tests sei auf [Bort-08] verwiesen.



Sind lediglich zwei Mittelwerte miteinander zu vergleichen, wird – je nach Voraussetzung – auf den Mann-Whitney-U-Test respektive den t-Test zurückgegriffen (vgl. [Sach-04]).

## **E – Probandenversuch: Detaillergebnisse der Empirie**

Es wurden insgesamt 236 Personen befragt. Sie teilen sich wie folgt auf die einzelnen Fahrzeuge auf:

- BMW 1-er: 42 Probanden
- Honda Civic Hybrid: 37 Probanden
- Honda Insight: 36 Probanden
- Lexus RX: 46 Probanden
- Mercedes-Benz B-Klasse: 35 Probanden
- Toyota Yaris: 40 Probanden

Das Durchschnittsalter der Probanden beträgt 26,2 Jahre. Die Altersstruktur der Probanden liegt i.d.R. im Bereich von 20 bis 30 Jahren, eine Differenzierung nach dem Alter wäre hier wenig sinnvoll. In den Komfortuntersuchungen nach [Kris-94] wird gezeigt, dass das Alter keinen Einfluss auf die Komfortwahrnehmung hat.

### Spürbarkeit der Vibration beim Motorstart

Anhand des Items C.1

*Die Vibration beim Motorstart war deutlich spürbar.*

ist die formulierte Alternativhypothese H3

*Das Empfinden der Probanden über die Stärke der beim Autostart auftretenden Vibrationen differiert je nach getestetem Fahrzeug.*

zu prüfen.

Als erster Schritt findet eine deskriptive Betrachtung des Antwortverhaltens der Probanden statt. Der Boxplot zeigt für die beiden Hondas ein deutliches Bild, hier wird der Motorstart i.d.R. mit -1 bewertet und ist demnach nicht deutlich spürbar. Allerdings existieren hier zahlreiche extreme Ausreißer. Ein vergleichbares Antwortverhalten zeigen Lexus und Toyota. Letzterer zeigt keine (extremen) Ausreißer. Der Median liegt bei der B-Klasse bei 0, bei BMW sogar bei 1, was darauf schließen lässt, dass die Vibration beim Motorstart von den Probanden deutlicher wahrgenommen wurde.

Auch bei der Betrachtung der Mittelwerte und der Standardabweichung zeigt sich ein ähnliches Bild: Die beiden Hondas liegen mit ca. -0,8 etwa gleichauf und werden damit als die vibrationsärmsten Fahrzeuge im Test bewertet. Es folgen Toyota, Lexus und Mercedes-Benz im negativen Bereich. Durchschnittlich positive Bewertungen (als vibrationsreicher zu interpretieren) erhält allein der BMW.

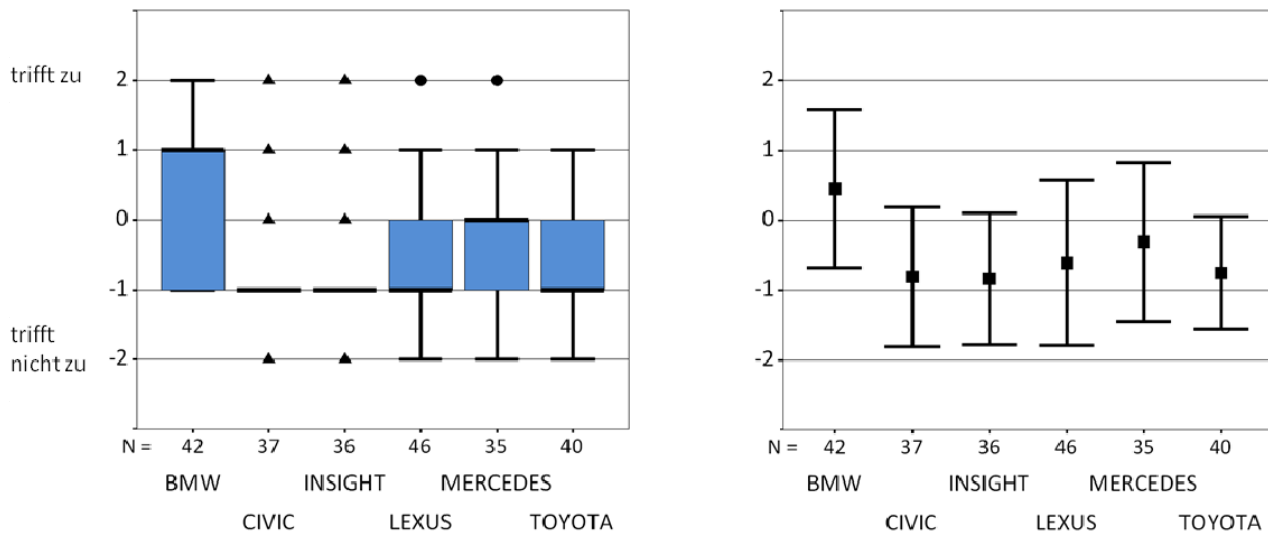


Abbildung 0-6: H1 – Boxplot und Mittelwerte  $\pm s$  – Frage C.1 (Motorstart war deutlich spürbar)

Die daraufhin durchgeführte inferenzstatistische Auswertung (Kruskal-Wallis-H-Test und Dunnnett-T3) zeigte, dass die Nullhypothese verworfen werden kann. Die Alternativhypothese wird demzufolge bestätigt: Es existieren Unterschiede in den Mittelwerten der einzelnen Fahrzeugbewertungen. Allerdings können nicht für alle Fahrzeuge signifikante Unterschiede aufgezeigt werden.

Es konnte dargelegt werden, dass der BMW bezüglich der Vibration im Mittel signifikant schlechter bewertet wurde als die Hondas, der Lexus oder der Toyota. Für BMW und Mercedes konnte kein signifikanter Unterschied festgestellt werden. Zudem unterscheidet sich der Mercedes nicht signifikant von den anderen Fahrzeugen mit negativem Mittelwert.

Die zusätzlich durchgeführte ANOVA mit anschließendem Post-Hoc-Test nach Scheffé konnte dieses Ergebnis bestätigen, während der liberalere Tukey-HSD-Post-Hoc-Test Signifikanz zwischen BMW und allen anderen Fahrzeugen (auch dem Mercedes) nachweisen konnte.

## Vibrationsempfinden

Anhand des Items C.2

*Die Vibration beim Motorstart war unangenehm.*

ist die formulierte Alternativhypothese H2

*Die beim Autostart auftretenden Vibrationen wurden von den Probanden in den getesteten Fahrzeugen unterschiedlich angenehm/unangenehm empfunden.*

zu prüfen.

Bei der Analyse der Boxplots fällt auf, dass die Mediane und die Interquartilsabstände – abgesehen vom BMW – sehr ausgeglichen aussehen. Der BMW scheint in dieser Frage leicht schlechter abzuschneiden; die Vibration wurde hier offenbar leicht unangenehmer als bei den anderen Fahrzeugen empfunden. Dies konnte jedoch statistisch *nicht* untermauert werden ( $p=1,57>0,05$ ). Das bedeutet die Nullhypothese kann nicht zugunsten der Alternativhypothese verworfen werden, sodass rein inferenzstatistisch die Aussage getroffen werden muss, dass die auftretenden Vibrationen in allen Fahrzeugen in etwa gleich angenehm respektive unangenehm empfunden wurden.

Die Darstellung der Mittelwerte und Streuungsmaße legt ebenfalls die Vermutung nahe, dass sich die Mittelwerte nicht wesentlich unterscheiden, sie liegen alle in einem Bereich von -1 bis -2. Damit lässt sich die Aussage treffen, dass die Probanden den Komfort in keinem der Fahrzeuge als unangenehm empfanden.

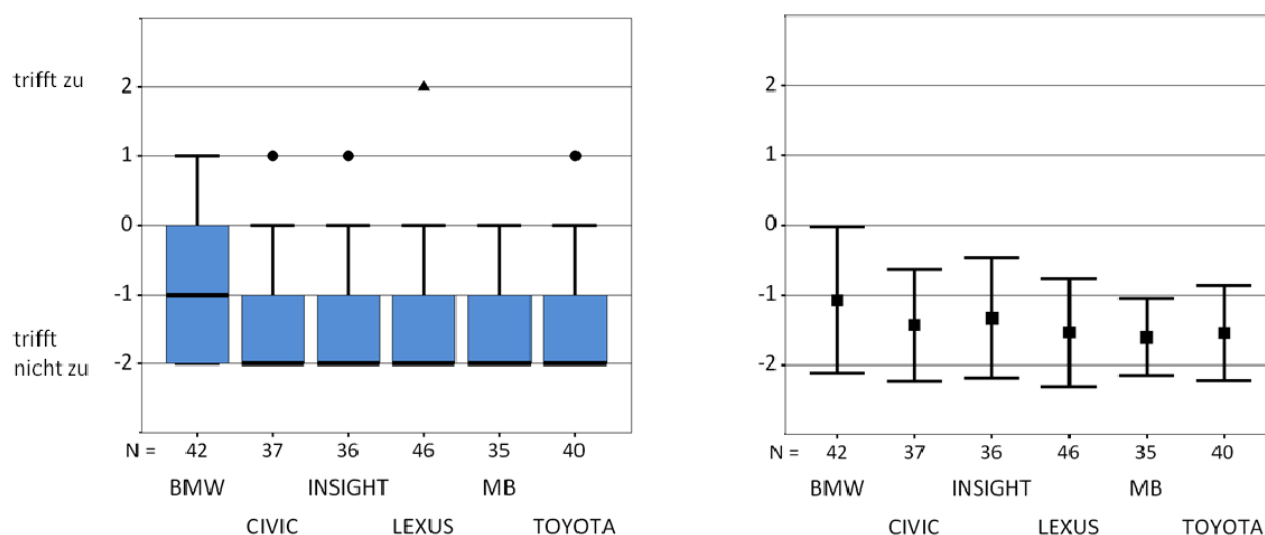


Abbildung 0-7: H2 – Boxplot und Mittelwerte  $\pm s$  – Frage C.2 (Vibration war unangenehm)

### Lautstärke beim Motorstart

Anhand des Items C.3

*Die Lautstärke beim Motorstart war gering.*

ist die formulierte Alternativhypothese H3

*Die beim Autostart auftretenden Schallemissionen wurden von den Probanden in den getesteten Fahrzeugen unterschiedlich laut/leise empfunden.*

zu prüfen.

Honda Civic und Lexus werden als die Fahrzeuge mit der geringsten Geräuscentwicklung beim Autostart bewertet. Jeweils 50% der Probanden bescheinigen diesen beiden Fahrzeugen eine geringe Lautstärke beim Start (Kategorie „trifft zu“). Beim Civic liegen sogar 100% der Nennungen im Bereich von 1 bis 2. Während Honda Insight, Mercedes-Benz und Toyota dann direkt hinter den beiden Erstgenannten liegen, folgt der BMW erst mit einigem Abstand; sein Interquartilsabstand ist doppelt so groß wie der der anderen Fahrzeuge. Dies erweckt zum einen den Anschein, dass die Lautstärke hier als höher empfunden wurde, zum anderen lässt es aber auch vermuten, dass die Meinung der Probanden über den BMW weit auseinandergehen.

Ein vergleichbares Bild ergibt sich beim Blick auf die Mittelwerte und die Standardabweichung. Die besten Ergebnisse erzielt der Honda Civic (1,73), er hat zudem die geringste Standardabweichung. Nur wenig schlechter schneidet der Lexus in dieser Darstellung ab. Honda Insight und Mercedes liegen gleich auf, dicht gefolgt vom Toyota. Schlusslicht bildet hier, genauso wie in der Boxplot-Darstellung, der BMW. Er liegt im Durchschnitt eine ganze Bewertungsstufe unter dem Bestplatzierten.

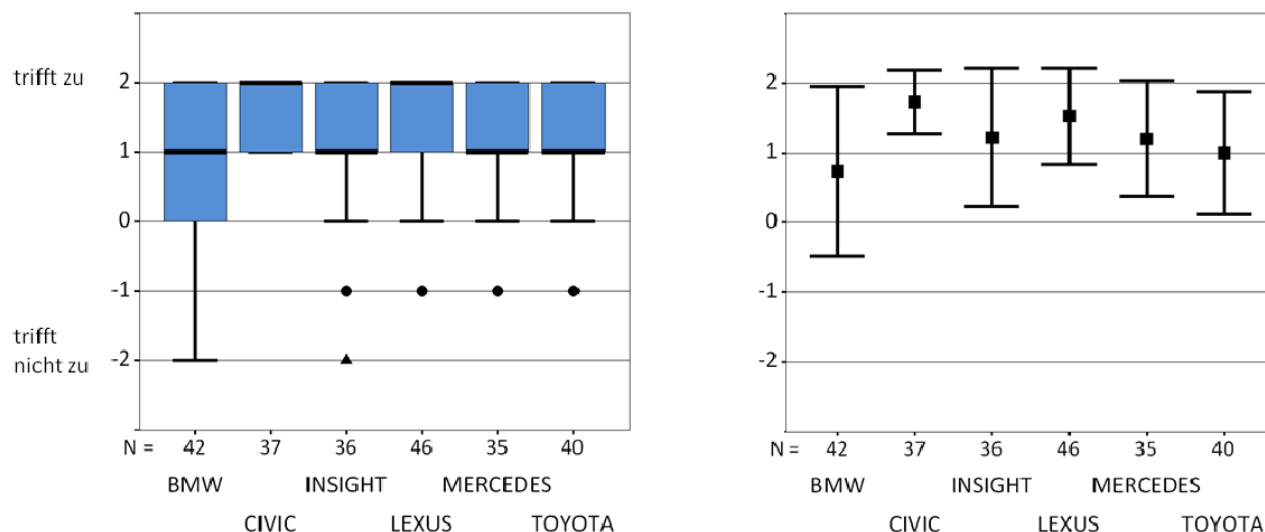


Abbildung 0-8: H3 - Boxplot und Mittelwerte  $\pm$  s Frage C.3 (Lautstärke war gering)

Inferenzstatistisch lassen sich die folgenden Aussagen treffen: Honda Civic und Lexus werden beim Motorstart beide jeweils signifikant leiser bewertet als BMW und Toyota. Der Mercedes unterliegt zusätzlich dem Honda Civic. Bezüglich des Honda Insight konnten keine signifikanten Unterschiede in den Mittelwerten festgestellt werden.

Bei der zusätzlich durchgeführten ANOVA mit Anschluss tests zeigten sich die Unterschiede in den Mittelwerten in geringerem Ausmaß: Für den Mercedes konnten keine Signifikanzen belegt werden. Auch für die These, dass der Toyota lauter empfunden wird als der Lexus konnten hier keine Anzeichen entdeckt werden. Die übrigen Ergebnisse decken sich mit den obigen.

### Startdauer des Motors

Anhand des Items C.4

*Die Startdauer erschien mir kurz.*

ist die formulierte Alternativhypothese H4

*Die Startdauer des Motors beim Autostart wurde von den Probanden in den verschiedenen Fahrzeugen unterschiedlich wahrgenommen.*

zu prüfen.

Bezüglich der von den Probanden wahrgenommenen Startdauer des Motors lassen sich folgende Aussagen treffen. Lexus und Honda Civic können jeweils einen Median von 2 aufweisen, verfügen also aus Sicht der Probanden über eine kurze Startdauer. Allerdings weist der Lexus auch im negativen Skalenbereich (extreme) Ausreißer auf, während für den Civic nur Bewertungen größer/gleich Null abgegeben wurden. Insight

und Mercedes werden ähnlich bewertet und befinden sich hier im Mittelfeld, eine leicht längere Startdauer als die beiden scheint der Toyota aufzuweisen. BMW hat den größten Interquartilsabstand und scheint allen anderen leicht unterlegen zu sein.

Zieht man die Mittelwerte zum Vergleich hinzu, zeigt sich, dass der Lexus hier auf Grund der Ausreißer weniger gut abschneidet. Doch auch hier lässt sich erkennen, dass BMW und Toyota das Schlusslicht bilden.

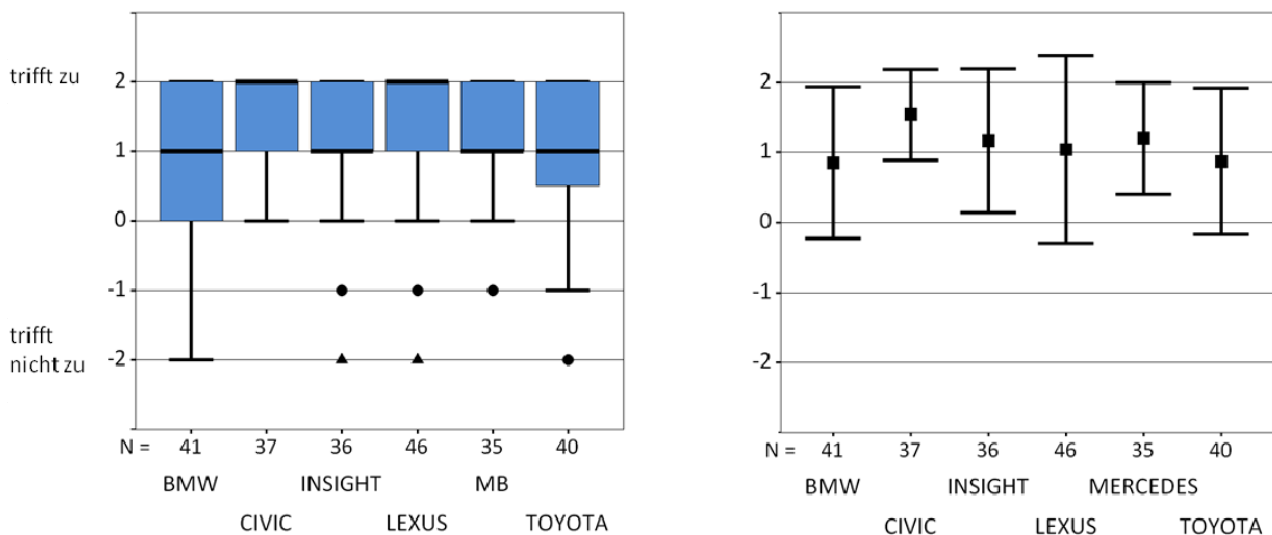


Abbildung 0-9: Boxplot und Mittelwerte  $\pm$  s Frage C.4 (Startdauer erschien mir kurz)

Die induktive Statistik offenbart, dass die Alternativhypothese zwar angenommen wird, es unterscheidet sich jedoch nur der Honda Civic von BMW und Toyota signifikant (H-Test + DUNNETT-T3). Die konservative SCHEFFÉ-Prozedur, die sich im Anschluss an eine zusätzliche ANOVA durchgeführt wurde, konnte hingegen keine signifikanten Unterschiede aufdecken.

### Wahrgenommener Gesamtkomfort beim Autostart

Anhand des Items C.8

*Insgesamt beurteile ich den Komfort beim Start als gut.*

ist die formulierte Alternativhypothese H5

*Der von den Probanden wahrgenommene Gesamtkomfort beim Autostart von Fahrzeugen mit unterschiedlichen Stopp-Start-Systemen differiert.*

zu prüfen.

Ein ausgeglichenes Ergebnis lässt sich bei der Untersuchung des Gesamtkomforts beobachten: Offensichtlich wird keines der getesteten Fahrzeuge während des Motorstarts als unkomfortabel bewertet. Ein wenig besser als die anderen scheint hier dennoch der Lexus zu sein. Dies lässt sich sowohl im Boxplot als auch beim Mittelwertvergleich erkennen.

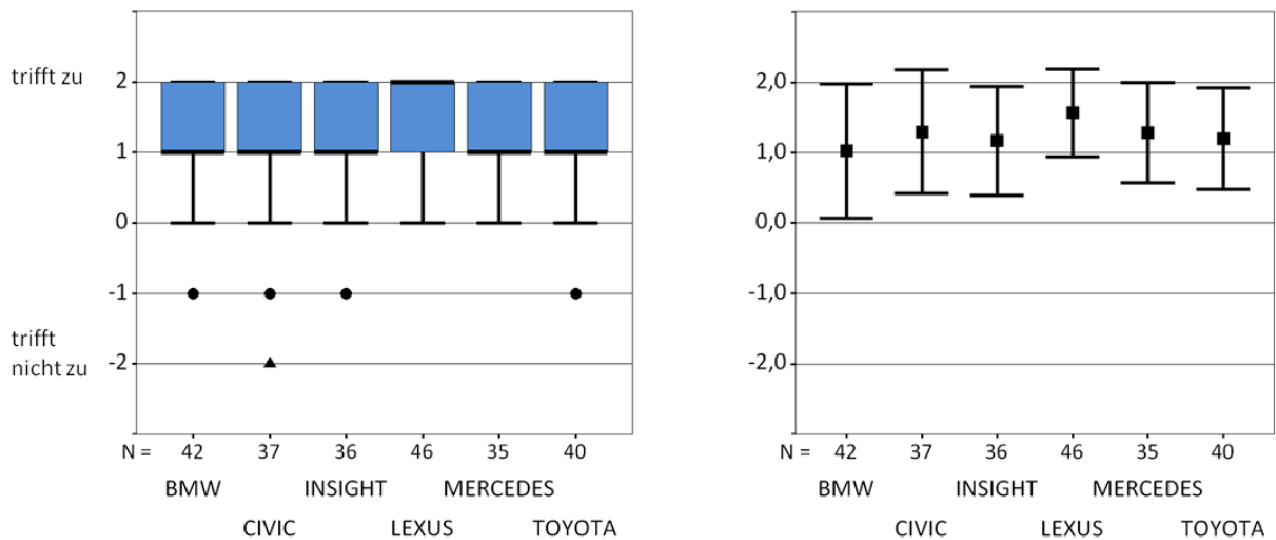


Abbildung 0-10: H5 – Boxplot und Mittelwerte  $\pm$  s Frage C.8 (Gesamtkomfort beim Start war gut)

Bestätigt wird diese Annahme durch die statistische Hypothesenprüfung. Hier zeigt sich, dass sich der Lexus vom BMW signifikant unterscheidet, nicht jedoch von den anderen Fahrzeugen (H-Test + DUNNETT-T3). Dies kann durch den im Rahmen einer ANOVA durchgeführten TUKEY-HSD, nicht aber durch die SCHEFFÉ-Prozedur (diese zeigt keine signifikanten Unterschiede an) bestätigt werden. Auch wenn die Alternativhypothese bestätigt wird, so können doch für die meisten Fahrzeuge keine signifikanten Unterschiede aufgezeigt werden.

### Anwendungsprobleme

Anhand des Items C.5

*Ich hatte Probleme bei der Anwendung der Stopp-Start-Automatik.*

ist die formulierte Alternativhypothese H6

*Die Bedienung der Stopp-Start-Automatik fällt den Probanden in Fahrzeugen mit Automatikgetriebe leichter als in Fahrzeugen mit Handschaltgetriebe.*

zu prüfen.

Die Ergebnisse der Umfrage legen den Schluss nahe, dass die Anwendung der Stopp-Start-Funktion für die Probanden in keinem der Fahrzeuge ein Problem darstellte. Allerdings lässt sich den Diagrammen entnehmen, dass bei Fahrzeugen mit Automatikgetriebe, nur in seltenen Fällen Probleme auftraten, während bei den Fahrzeugen mit Handschaltgetriebe durchaus Probleme bei der Bedienung auftraten.

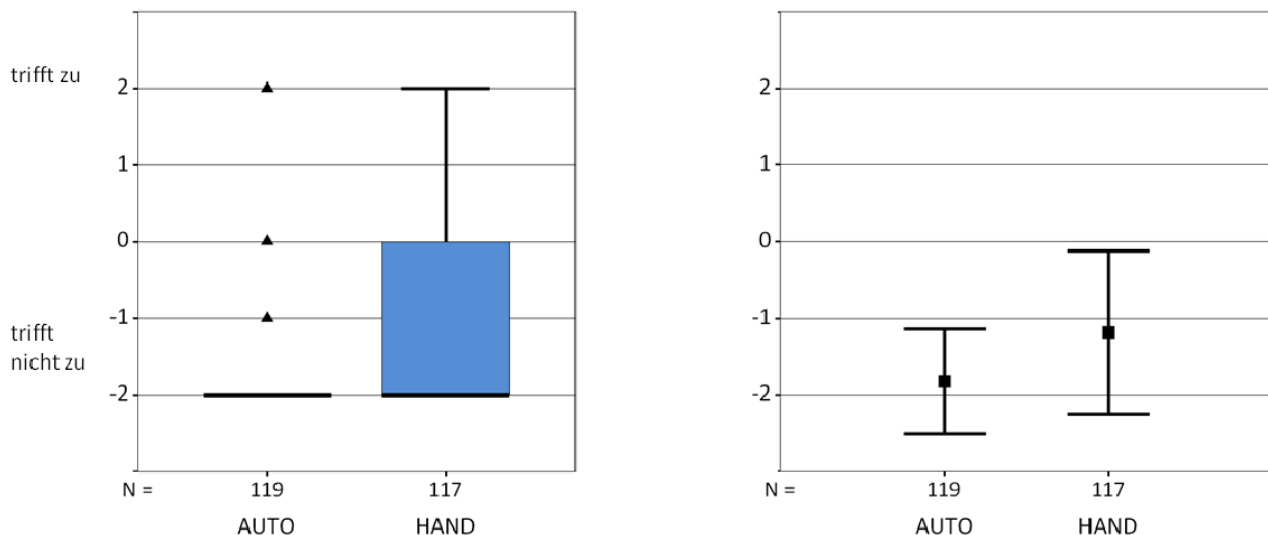


Abbildung 0-11: H6 – Boxplot und Mittelwerte  $\pm$  s Frage C.5 (Anwendung bereitere Probleme)

Der Test auf signifikante Abweichungen bestätigt die obigen Vermutungen: Bei Handschaltern traten offensichtlich mehr Probleme bei der Anwendung auf als bei Fahrzeugen mit Automatikgetriebe ( $p=0$ ). Die Nullhypothese wird demnach zugunsten der Alternativhypothese verworfen.

Anhand des Items C.5

*Ich hatte Probleme bei der Anwendung der Stopp-Start-Automatik.*

ist die formulierte Alternativhypothese H7

*Die Probanden hatten je nach Fahrzeug unterschiedlich stark Probleme mit der Bedienung der Stopp-Start-Automatik.*

zu prüfen.

Im Boxplot klar zu erkennen ist, dass in den Fahrzeugen mit Automatikgetriebe, von einigen Ausreißern abgesehen, keine Anwendungsprobleme auftraten. Die Fahrzeuge mit Handschalter wurden diesbezüglich schlechter bewertet. 50% der BMW- und Toyota-Tester empfanden die Bedienung problemlos, leicht schlechter wurde der Mercedes bewertet.



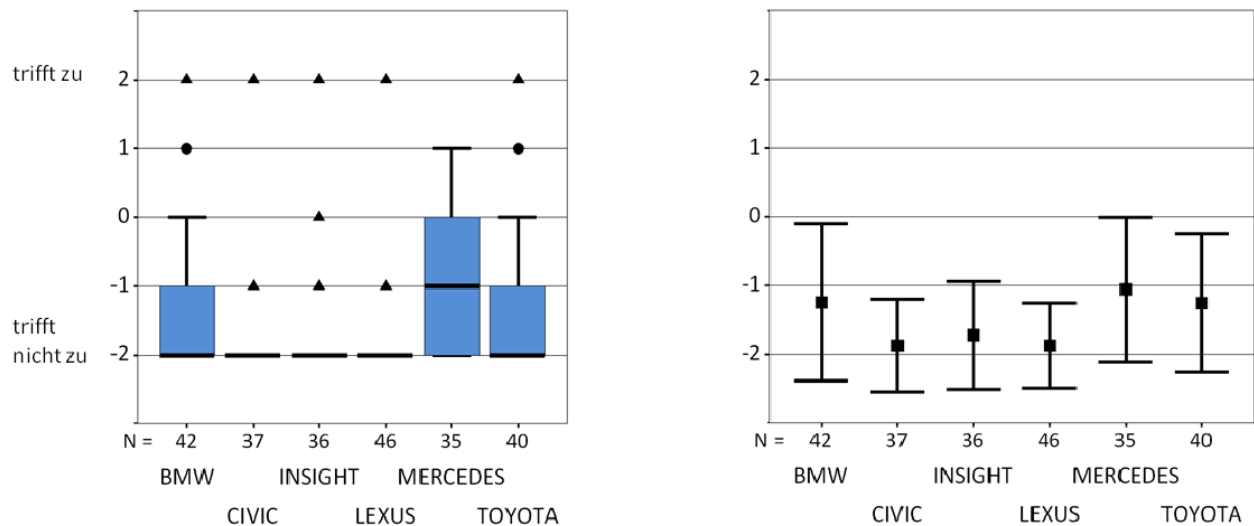


Abbildung 0-12: H7 - Boxplot und Mittelwerte Frage C.5 (Anwendung bereitete Probleme)

Es unterscheiden sich nach KRUSKAL-WALLIS und DUNNET-T3 signifikant:

- Honda Civic und Mercedes-Benz ( $p=0,005$ )
- Honda Civic und Toyota ( $p=0,33$ )
- Lexus und Mercedes-Benz ( $p=0,03$ )
- Lexus und Toyota ( $p=0,018$ )
- Lexus und BMW ( $p=0,034$ )

Der Vergleich der Mittelwerte von BMW und Honda Civic liegt nur knapp oberhalb der Signifikanzgrenze ( $p=0,053 > \alpha=0,05$ ). Gleiches gilt für den Vergleich von Honda Insight und Mercedes (hier gilt ebenfalls  $p=0,053$ ).

### Reproduzierbarkeit

Anhand der Items C.7 und E.3

*Die Stopp-Start-Automatik funktionierte reproduzierbar und damit vorhersehbar.*

ist die formulierte Alternativhypothese H8

*Die verschiedenen Stopp-Start-Systeme differieren bezüglich der Reproduzierbarkeit ihrer Funktionalität.*

zu prüfen.

Die deskriptive Auswertung dieser Hypothese zeigt deutlich, dass der Honda Insight mit abgeschalteter Klimaanlage in der Reproduzierbarkeit schlechter bewertet wird, als mit aktivierter Klimaanlage bzw. als die anderen Fahrzeuge. Die anderen 5 bzw. 7 Fahrzeuge zeigen im Wesentlichen eine vergleichbare, gute Reproduzierbarkeit der Funktionalität. Allein die B-Klasse liegt hier etwas zurück, Median und Mittelwert liegen aber dennoch deutlich im positiven Bereich.

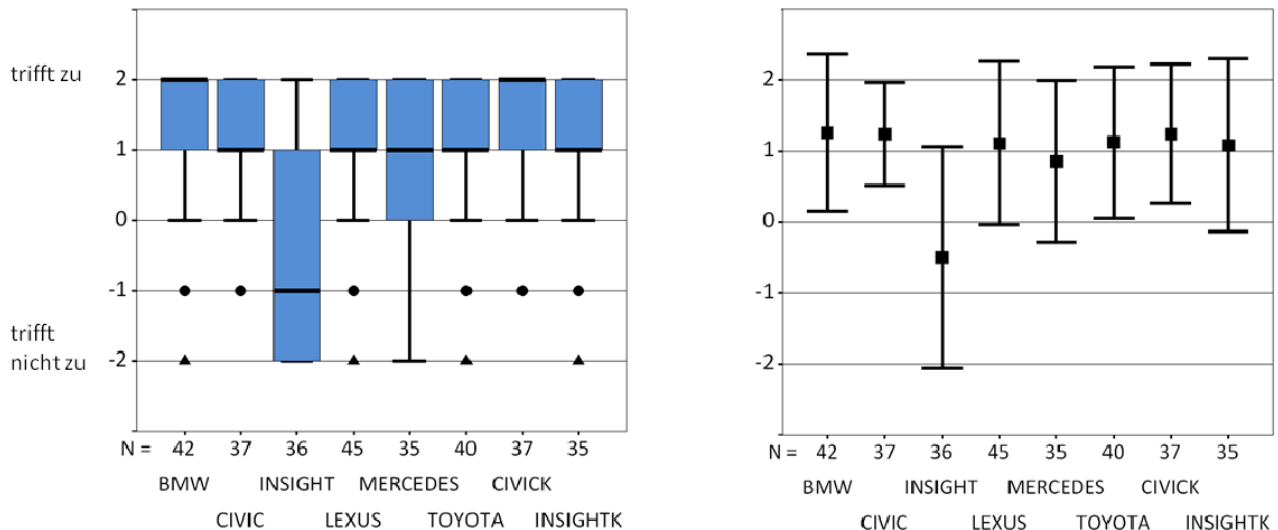


Abbildung 0-13: H8 - Boxplot und Mittelwerte  $\pm s$  – Fragen C.7 und E.3 (System arbeitet reproduzierbar)

### Kaufbereitschaft

Anhand des Items C.9

*Ich könnte mir vorstellen ein Auto mit Stopp-Start-Automatik zu kaufen.*

ist die formulierte Alternativhypothese H9

*Die Mehrzahl der Probanden könnte sich vorstellen ein Fahrzeug mit Stopp-Start-Funktion zu kaufen.*

deskriptiv zu prüfen.

Die von den Probanden gegebenen Antworten auf die Frage, ob sie sich vorstellen könnten ein Fahrzeug mit Stopp-Start-Automatik zu kaufen fiel durchweg positiv aus.

Die Probanden würden, unabhängig des von ihnen getesteten Fahrzeugs<sup>28</sup>, die Technik grundsätzlich akzeptieren.

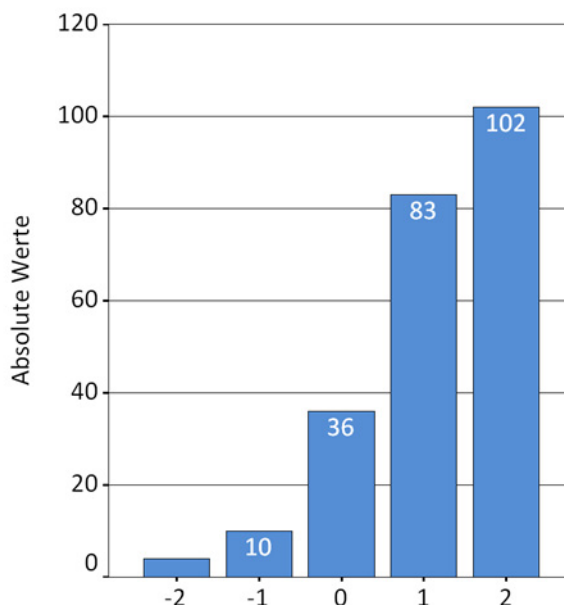


Abbildung 0-14: Absolute Häufigkeitsverteilung Item C.9

Demnach wären fast ca. 79% der Probanden prinzipiell bereit sich ein Fahrzeug mit SSA zu kaufen.

#### Zahlungsbereitschaft der Probanden

Die globale Auswertung dieser Frage zeigt, dass ca. 47% der Befragten bereit wären bis zu 500€ für eine SSA zu investieren. Knapp 21% wären sogar bereit bis 750€ oder sogar darüber zu bezahlen. 0 bis 250€ würden 32% der Befragten ausgeben (vgl. Abbildung 4-7)

#### Irritation bei Nichtfunktion

Die Häufigkeitsverteilung zum Item C.6 zeigt sich relativ ausgeglichen. Demnach wären etwa je 40% irritiert respektive nicht irritiert wenn die SSA nicht bei jedem Halt den Motor stoppen würde.

<sup>28</sup> Keine signifikanten Unterschiede zwischen den Mittelwerten der Fahrzeuge (KRUSKAL-WALLIS-Test:  $p=0,315$ )

„Angenommen, die Stopp-Start-Automatik würde nicht bei jedem Halt den Motor stoppen, wäre ich irritiert.“

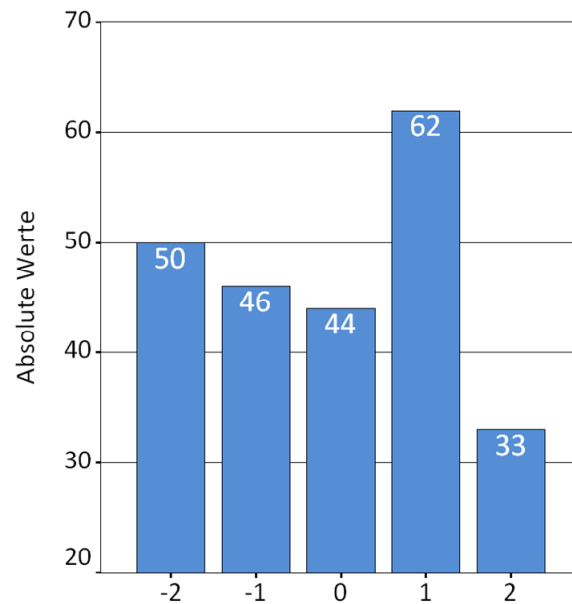


Abbildung 0-15: C.6 – Absolute Häufigkeiten

Inferenzstatistisch lässt sich nachweisen, dass der Honda Insight, wenn er ohne Klimaanlage gefahren wird, signifikant schlechter bewertet wird als mit aktivierter Klimaanlage. Auch im Vergleich zu den anderen Fahrzeugen zeigt sich ein signifikanter Unterschied.

Diese Ergebnisse konnten durch eine ANOVA und die Post-Hoc-Tests nach TUKEY und SCHEFFÉ bestätigt werden.

**D – Prüfstands Aufbau: Temperatur- und Druckmessstellen am Prüfstand**

<b>Name d. Messstelle</b>	<b>Sensor-Typ</b>	<b>Beschreibung</b>
T_Luft	PT 100	Temperatur der Umgebungsluft
T_2	PT 100	Temperatur nach Turbolader
T_2s	PT 100	Temperatur nach Ladeluftkühler
T_31	TC Typ K	Temperatur im Krümmer Zyl. 1
T_32	TC Typ K	Temperatur im Krümmer Zyl. 2
T_33	TC Typ K	Temperatur im Krümmer Zyl. 3
T_34	TC Typ K	Temperatur im Krümmer Zyl. 4
T_4	TC Typ K	Temperatur vor Katalysator
T_5	TC Typ K	Temperatur nach Katalysator
T_KW_EIN	PT 100	Temperatur Kühlwasser Eintritt
T_KW_AUS	PT 100	Temperatur Kühlwasser Austritt
T_H2O	PT 100	Temperatur Prüfstandskühlwasser
T_OEL	PT 100	Öltemperatur
T_KS	PT 100	Temperatur Kraftstoff
T_KW	PT 100	Temperatur Kühlwasser - innerer Kreislauf
T_LE	TC Typ K	Temperatur Leistungselektronik
p_OEL	piezoresistiv	Öldruck
p_1	piezoresistiv	Umgebungsdruck
p_2	piezoresistiv	Druck nach Turbolader
p_2s	piezoresistiv	Druck nach Ladeluftkühler
p_3	piezoresistiv	Druck im Abgaskrümmer
p_4	piezoresistiv	Druck nach Turbolader
p_Zyl1	piezoelektrisch	Druck im Zylinder 1
p_Zyl2	piezoelektrisch	Druck im Zylinder 2
p_Zyl3	piezoelektrisch	Druck im Zylinder 3
p_Zyl4	piezoelektrisch	Druck im Zylinder 4
p_Saug	piezoresistiv	Saugrohrdruck

Tabelle 0-1: Temperatur- und Druckmessstellen am Prüfstand

## E – Simulation der Aggregatvibration: Systemmatrizen

Bei definiertem Verschiebungsvektor  $q$  lassen sich die Systemmatrizen  $D$  und  $K$  am einfachsten über ein formalisiertes Verfahren gewinnen, bei dem das System für jeden Freiheitsgrad nacheinander in Einheitsverschiebungs- bzw. in Einheitsgeschwindigkeitszustände versetzt wird (vgl. [Wölf-03] oder [Mark-06]). Die Massenmatrix  $M$  ergibt sich aus der Anwendung des Kräfte- und des Momentensatzes. Körperfester Bezugspunkt ist der Schwerpunkt.

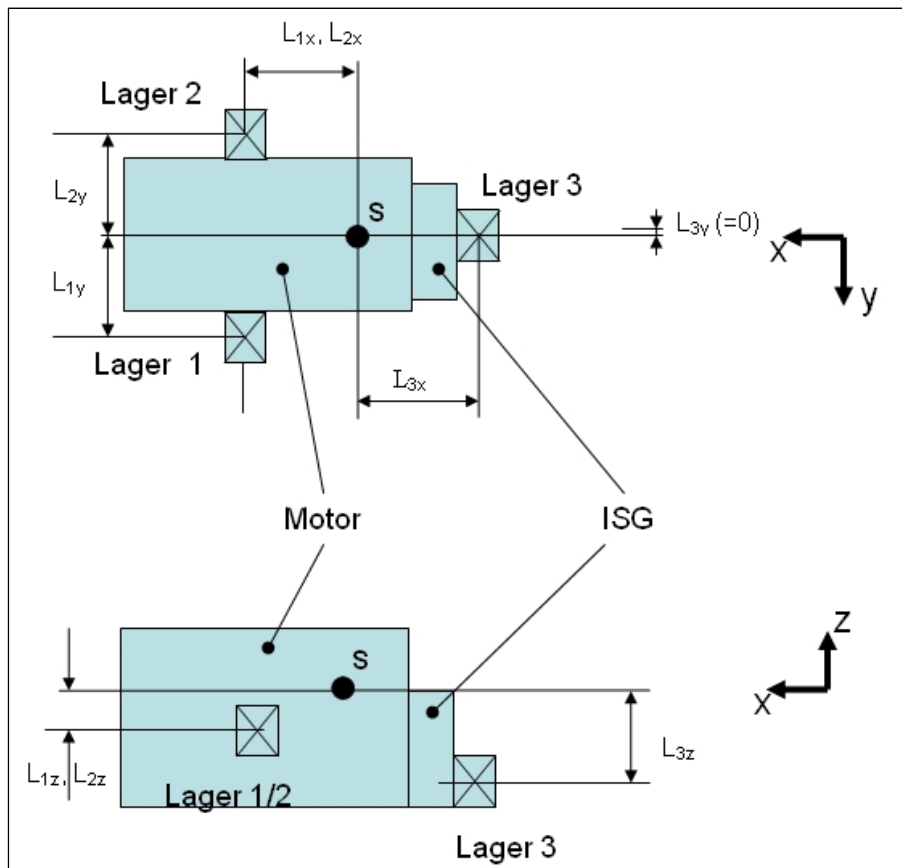


Abbildung 0-16: Systemparameter

### Massenmatrix

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \Theta_x & \Theta_{xy} & \Theta_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & \Theta_{xy} & \Theta_y & \Theta_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & \Theta_{xz} & \Theta_{yz} & \Theta_z \end{bmatrix}$$

**Steifigkeitsmatrix**

$$K = \begin{bmatrix} c_{11} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & c_{16} \\ \cdot & \cdot & & & & \cdot \\ \cdot & & \cdot & & & \cdot \\ \cdot & & & \cdot & & \cdot \\ \cdot & & & & \cdot & \cdot \\ c_{61} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & c_{66} \end{bmatrix}$$

Eine Kontrollmöglichkeit bei der Erstellung der K-Matrix liefert der Satz von Maxwell-Betti, wonach die K-Matrix schiefsymmetrisch sein muss, d.h. es muss gelten:

$$c_{ij} = c_{ji}$$

Mit der Beschränkung auf sehr kleine Auslenkungen „1“ werden geometrische Nichtlinearitäten vermieden. Weiterhin wird unterstellt, dass es sich bei den Federn um gelenkig gelagerte Schraubenfedern handelt, die nur Längs- aber keine Querkkräfte oder Momente übertragen können.

**Einheitsverschiebungszustand  $\mathbf{q} = (1, 0, 0, 0, 0, 0)^T$**

$$c_{11} = k_{1x} + k_{2x} + k_{3x}$$

$$c_{21} = 0$$

$$c_{31} = 0$$

$$c_{41} = 0$$

$$c_{51} = -k_{1x} \cdot L_{1z} - k_{2x} \cdot L_{2z} - k_{3x} \cdot L_{3z}$$

$$c_{61} = -k_{1x} \cdot L_{1y} + k_{2x} \cdot L_{2y} - k_{3x} \cdot L_{3y} = 0 \quad (\text{da } L_{1y} = L_{2y}, \text{ und } L_{3y} = 0)$$

**Einheitsverschiebungszustand  $\mathbf{q} = (0, 1, 0, 0, 0, 0)^T$**

$$c_{12} = 0$$

$$c_{22} = k_{1y} + k_{2y} + k_{3y}$$

$$c_{32} = 0$$

$$c_{42} = k_{1y} \cdot L_{1z} + k_{2y} \cdot L_{2z} + k_{3y} \cdot L_{3z}$$

$$c_{52} = 0$$

$$c_{62} = k_{1y} \cdot L_{1x} + k_{2y} \cdot L_{2x} - k_{3y} \cdot L_{3x}$$

**Einheitsverschiebungszustand  $\mathbf{q} = (0, 0, 1, 0, 0, 0)^T$**

$$c_{13} = 0$$

$$c_{23} = 0$$

$$c_{33} = k_{1z} + k_{2z} + k_{3z}$$

$$c_{43} = k_{1z} \cdot L_{1y} - k_{2z} \cdot L_{2y} + k_{3z} \cdot L_{3y} = 0 \quad (\text{da } L_{1y} = L_{2y} \text{ und } L_{3y} = 0)$$

$$c_{53} = -k_{1z} \cdot L_{1x} - k_{2z} \cdot L_{2x} + k_{3z} \cdot L_{3x}$$

$$c_{63} = 0$$

**Einheitsverschiebungszustand  $\mathbf{q} = (0, 0, 0, 1, 0, 0)^T$**

$$c_{14} = 0$$

$$c_{24} = k_{1y} \cdot L_{1z} + k_{2y} \cdot L_{2z} + k_{3y} \cdot L_{3z}$$

$$c_{34} = k_{1z} \cdot L_{1y} - k_{2z} \cdot L_{2y} + k_{3z} \cdot L_{3y} = 0$$

$$c_{44} = k_{1y} \cdot L_{1z}^2 + k_{2y} \cdot L_{2z}^2 + k_{3y} \cdot L_{3z}^2 + k_{1z} \cdot L_{1y}^2 + k_{2z} \cdot L_{2y}^2 + k_{3z} \cdot L_{3y}^2$$

$$c_{54} = -k_{1z} \cdot L_{1x} \cdot L_{1y} + k_{2z} \cdot L_{2x} \cdot L_{2y} + k_{3z} \cdot L_{3x} \cdot L_{3y} = 0$$

$$c_{64} = k_{1y} \cdot L_{1x} \cdot L_{1z} + k_{2y} \cdot L_{2x} \cdot L_{2z} + (k_{3y} \cdot L_{3x} \cdot L_{3z})$$

**Einheitsverschiebungszustand  $\mathbf{q} = (0, 0, 0, 0, 1, 0)^T$**

$$c_{15} = -k_{1x} \cdot L_{1z} - k_{2x} \cdot L_{2z} - k_{3x} \cdot L_{3z}$$

$$c_{25} = 0$$

$$c_{35} = -k_{1z} \cdot L_{1x} - k_{2z} \cdot L_{2x} + k_{3z} \cdot L_{3x}$$

$$c_{45} = -k_{1z} \cdot L_{1x} \cdot L_{1y} + k_{2z} \cdot L_{2x} \cdot L_{2y} + k_{3z} \cdot L_{3x} \cdot L_{3y} = 0$$

$$c_{55} = k_{1x} \cdot L_{1z}^2 + k_{2x} \cdot L_{2z}^2 + k_{3x} \cdot L_{3z}^2 + k_{1z} \cdot L_{1x}^2 + k_{2z} \cdot L_{2x}^2 + k_{3z} \cdot L_{3x}^2$$

$$c_{65} = k_{1x} \cdot L_{1y} \cdot L_{1z} - k_{2x} \cdot L_{2y} \cdot L_{2z} + k_{3x} \cdot L_{3y} \cdot L_{3z} = 0$$



**Einheitsverschiebungszustand  $\mathbf{q} = (0, 0, 0, 0, 0, 1)^T$**

$$c_{16} = -k_{1x} \cdot L_{1y} + k_{2x} \cdot L_{2y} - k_{3x} \cdot L_{3y} = 0$$

$$c_{26} = k_{1y} \cdot L_{1x} + k_{2y} \cdot L_{2x} - k_{3y} \cdot L_{3x}$$

$$c_{36} = 0$$

$$c_{46} = k_{1y} \cdot L_{1x} \cdot L_{1z} + k_{2y} \cdot L_{2x} \cdot L_{2z} + (k_{3y} \cdot L_{3x} \cdot L_{3z})$$

$$c_{56} = k_{1x} \cdot L_{1y} \cdot L_{1z} - k_{2x} \cdot L_{2y} \cdot L_{2z} + k_{3x} \cdot L_{3y} \cdot L_{3z} = 0$$

$$c_{66} = k_{1x} \cdot L_{1y}^2 + k_{2x} \cdot L_{2y}^2 + (k_{3x} \cdot L_{3y}^2) + k_{1y} \cdot L_{1x}^2 + k_{2y} \cdot L_{2x}^2 + k_{3y} \cdot L_{3x}^2$$

### **Dämpfungsmatrix**

Formal erfolgt die Berechnung der Dämpfungsmatrix analog zur Steifigkeitsmatrix aus Einheitsgeschwindigkeitszuständen. Bei der Modellbildung wurden die Aggregatlager als parallel geschaltete Federn und Dämpfer abgebildet. Auf eine explizite Berechnung kann daher verzichtet werden. Zur Berechnung der Dämpfungsmatrix müssen in den Gleichungen eben formulierten Gleichungen lediglich die Federkonstanten  $k_{ij}$  durch die Dämpfungskonstanten  $b_{ij}$  ersetzt werden. Analog zur Steifigkeitsmatrix ergibt sich die Dämpfungsmatrix  $D$  zu:

$$D = \begin{bmatrix} d_{11} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & d_{16} \\ \cdot & \cdot & & & & \cdot \\ \cdot & & \cdot & & & \cdot \\ \cdot & & & \cdot & & \cdot \\ \cdot & & & & \cdot & \cdot \\ d_{61} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & d_{66} \end{bmatrix}$$

Damit sind die Systemmatrizen und damit die linke Seite der Bewegungsgleichung vollständig bestimmt.